

ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA  
KHOA CƠ KHÍ

ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP  
NGÀNH: CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO MÁY

THIẾT KẾ MÁY CÁN REN CON LĂN

*Giáo viên hướng dẫn:* TS. TRẦN NGỌC HẢI

*Sinh viên thực hiện:* TRẦN XUÂN TIẾN

*Lớp:* 20C1A

Đà Nẵng, 2025

---

---

## LỜI NÓI ĐẦU

Cùng với sự phát triển mạnh mẽ của nền công nghiệp hiện đại, nhu cầu sử dụng các chi tiết có ren ngày càng trở nên phổ biến trong nhiều lĩnh vực sản xuất khác nhau như cơ khí chế tạo, xây dựng, giao thông vận tải, năng lượng và các ngành công nghiệp phụ trợ khác. Ren là một trong những yếu tố cơ bản dùng để ghép nối các chi tiết máy lại với nhau, đảm bảo khả năng tháo lắp, liên kết và truyền tải lực một cách hiệu quả. Chính vì vậy, việc gia công ren với độ chính xác cao, năng suất lớn và chi phí hợp lý là một yêu cầu mang tính thiết yếu trong quá trình sản xuất cơ khí hiện đại.

Trong số các phương pháp gia công ren hiện nay, phương pháp cán ren bằng con lăn là một giải pháp tiên tiến, mang lại nhiều ưu điểm vượt trội so với các phương pháp truyền thống như tiện, phay hay taro. Phương pháp cán ren là quá trình tạo hình nguội, không cắt gọt, tận dụng sự biến dạng dẻo của vật liệu để tạo ra biên dạng ren. Nhờ đó, chi tiết sau khi cán ren có độ nhẵn bề mặt cao, độ bền cơ học tốt, tăng khả năng chịu mỏi và năng suất làm việc vượt trội. Đây cũng chính là lý do tại sao phương pháp này được ưu tiên ứng dụng rộng rãi trong các dây chuyền sản xuất hàng loạt và tự động hóa.

Với mục tiêu tìm hiểu, thiết kế và tính toán một hệ thống máy cán ren con lăn đáp ứng yêu cầu kỹ thuật và sản xuất thực tế, em đã chọn thực hiện đề tài đồ án tốt nghiệp: "Thiết kế máy cán ren con lăn". Đồ án không chỉ giúp em áp dụng những kiến thức đã học vào thực tế mà còn là cơ hội để rèn luyện tư duy thiết kế, khả năng phân tích và giải quyết các bài toán kỹ thuật cụ thể. Đồng thời, đây cũng là bước chuẩn bị cần thiết để em có thể tự tin bước vào môi trường làm việc chuyên nghiệp trong tương lai.

Em là Trần Xuân Tiến, sinh viên lớp 20C1A, ngành Cơ khí Chế tạo máy, Trường Đại học Bách khoa – Đại học Đà Nẵng. Trong suốt quá trình thực hiện đồ án, em luôn nhận được sự hỗ trợ và hướng dẫn tận tình của Thầy Trần Ngọc Hải, giảng viên hướng dẫn, hiện đang giữ chức vụ Tiến sĩ ngành Cơ khí Chế tạo máy. Với kiến thức chuyên môn sâu rộng và sự tận tâm của thầy, em đã có định hướng rõ ràng hơn trong việc triển khai nội dung thiết kế, phân tích kỹ thuật và lựa chọn giải pháp tối ưu cho hệ thống máy cán ren.

Qua quá trình thực hiện đồ án, em không những được củng cố kiến thức chuyên môn mà còn học hỏi được nhiều kỹ năng quan trọng như kỹ năng nghiên cứu tài liệu, tính toán thiết kế, kinh nghiệm thực tế còn hạn chế, nên chắc chắn đồ án vẫn còn nhiều thiếu sót. Em rất mong nhận được sự góp ý, nhận xét từ các thầy cô và hội đồng chấm đồ án để em có thể tiếp tục hoàn thiện hơn trong chặng đường học tập và làm việc sau này.

Em xin chân thành cảm ơn!

---

---

## MỤC LỤC

LỜI NÓI ĐẦU.....	3
MỤC LỤC .....	4
DANH MỤC CÁC BẢN VÀ HÌNH ẢNH .....	7
CHƯƠNG 1: MỞ ĐẦU.....	10
1.1 GIỚI THIỆU ĐỀ TÀI.....	10
1.2 MỤC TIÊU CỦA ĐỀ TÀI .....	10
1.3 Ý NGHĨA CỦA ĐỀ TÀI.....	10
1.4 PHẠM VI GIỚI HẠN CỦA ĐỀ TÀI.....	10
CHƯƠNG 2: TỔNG QUAN VỀ REN VÀ MÁY CÁN REN .....	11
2.1 TỔNG QUAN VỀ REN VÀ MÁY CÁN REN .....	11
2.1.1 Sơ lược về máy cán ren .....	11
2.1.2 Lịch sử hình thành và phát triển máy cán ren .....	11
2.1.3 So sánh ưu điểm của phương pháp gia công ren áp lực so với cắt ren ....	11
2.2 PHÂN LOẠI MÁY CÁN REN.....	13
2.2.1 Máy cán bàn ren phẳng.....	13
2.2.2 Máy cán ren con lăn .....	15
2.2.3 Máy cán ren bằng đầu cán ren.....	16
2.3 SO SÁNH ƯU, NHƯỢC ĐIỂM CỦA CÁC LOẠI MÁY CÁN REN .....	17
2.3.1 Máy cán ren bàn phẳng.....	17
2.3.2 Máy cán ren con lăn .....	17
2.3.3 Lựa chọn phương án cán .....	18
2.4 MỐI GHÉP REN .....	18
2.4.1 Khái niệm: .....	18
2.4.2 Đặc điểm mối ghép ren.....	19
2.4.3 Phân loại và các thông số hình học của ren.....	20
2.5 CÁC YẾU TỐ ẢNH HƯỞNG ĐẾN TÍNH CHẤT REN .....	22
2.5.1 Biến dạng ứng suất của kim loại .....	22
2.5.2 Biến dạng dẻo của kim loại khi cán .....	23

---

---

2.6 SƠ ĐỒ QUY TRÌNH GIA CÔNG.....	24
2.7 NĂNG SUẤT LÀM VIỆC CỦA MÁY.....	24
CHƯƠNG 3: THIẾT KẾ ĐỘNG HỌC.....	25
3.1 CHỌN PHƯƠNG ÁN TRUYỀN ĐỘNG.....	25
3.1.1 Phương án truyền động 1.....	25
3.1.2 Phương án truyền động 2.....	25
3.1.3 Phương án truyền động 3.....	26
3.1.4 Sơ đồ nguyên lý.....	26
3.2 XÁC ĐỊNH THÔNG SỐ KÍCH THƯỚC SẢN PHẨM CÁN.....	27
3.2.1 Xác định kích thước của đối tượng cán.....	27
3.2.2 Tính toán lực cán ren.....	28
3.2.3 Xác định momen trục cán cán và công suất động cơ điện.....	29
3.3 PHÂN PHỐI TỈ SỐ TRUYỀN.....	31
CHƯƠNG 4: THIẾT KẾ KẾT CẤU MÁY.....	32
4.1 TÍNH CHỌN BỘ TRUYỀN ĐAI.....	32
4.1.1 Thông số bộ truyền đai.....	32
4.1.2 Tính lực tác dụng lên bộ truyền đai.....	33
4.2 TÍNH HỘP GIẢM TỐC TRỤC VÍT BÁNH VÍT.....	34
4.2.1 Tính trục vít và bánh vít.....	34
4.3 TÍNH, KIỂM TRA BỀN TRỤC.....	39
4.3.1 Tính và kiểm nghiệm trục.....	39
4.3.2 Chọn then.....	51
4.3.3 Tính chọn then hoa.....	53
4.4 TÍNH CHỌN Ổ LĂN.....	54
4.5 TÍNH VÀ CHỌN KHỚP NỐI.....	62
4.5.1 Khớp nối trục chữ thập.....	63
4.5.2 Khớp nối các đặng.....	64
4.6 TÍNH TOÁN CƠ CẤU CHỈNH HÀNH TRÌNH.....	65
4.6.1 Cơ cấu điều chỉnh hành trình pistol bằng trục vít.....	65
4.7 THIẾT KẾ HỆ THỐNG THỦY LỰC.....	68
4.7.1 Nguyên lí hoạt động.....	68

---

---

4.7.2	Tính chọn xy lanh thủy lực và động cơ điện .....	68
4.7.3	Chọn bơm .....	71
4.7.4	Tính chọn van điều khiển điện từ 4/3 .....	71
4.7.5	Van đóng 2 cửa.....	72
4.7.6	Van an toàn.....	72
4.7.7	Đồng hồ đo áp suất .....	73
4.7.8	Chọn van tiết lưu .....	73
4.7.9	Tính toán đường ống dẫn dầu.....	74
4.7.10	Tính thể tích thùng chứa dầu và tính chọn bộ lọc dầu .....	75
<b>CHƯƠNG 5: THIẾT KẾ MẠCH ĐIỀU KHIỂN.....</b>		<b>78</b>
5.1	MỘT SỐ THÀNH PHẦN CHÍNH TRONG MẠCH ĐIỆN .....	78
5.2	MẠCH ĐIỀU KHIỂN .....	81
5.2.1	Thiết kế mạch điều khiển bằng rơ le .....	80
5.2.2	nguyên lí hoạt động .....	80
5.3	ĐIỀU KHIỂN MẠCH ĐỘNG CƠ.....	81
5.3.1	Sơ đồ mạch điện của động cơ 3 pha 380V .....	81
5.3.2	Nguyên lý điều khiển mạch động cơ điện .....	81
5.3.3	Mạch điều khiển tốc độ động cơ bằng biến tần.....	82
<b>CHƯƠNG 6: THIẾT KẾ QTCN CHẾ TẠO CHI TIẾT TRỤC .....</b>		<b>83</b>
6.1	YÊU CẦU KỸ THUẬT CỦA CHI TIẾT.....	83
6.2	XÂY DỰNG BẢN VẼ LÒNG PHÔI .....	83
6.3	QUY TRÌNH CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO CHI TIẾT TRỤC .....	84
6.3.1	Các bước gia công .....	84
6.3.2	Quy trình công nghệ .....	85
6.3.3	Chọn dao cắt .....	89
6.3.4	Chế độ cắt cho từng nguyên công .....	89
<b>KẾT LUẬN .....</b>		<b>91</b>
<b>TÀI LIỆU THAM KHẢO .....</b>		<b>92</b>

---

---

## DANH MỤC CÁC BẢNG VÀ HÌNH VẼ

Hình 2.1.2 Cơ tính của răng gia công áp lực và ren cắt .....	11
Hình 2.1.2 Cấu trúc bên ngoài của ren ép và ren cắt 3 .....	12
Hình 2.2.1 Máy cán ren bàn phẳng 4 .....	12
Hình 2.2.2 nguyên lí bàn cán ren 5 .....	13
Hình 2.2.3 Một số thông số về máy cán ren bàn phẳng .....	13
Hình 2.2.4 Máy cán ren con lăn .....	14
Hình 2.2.5 Nguyên lí làm việc lô cán ren.....	14
Hình 2.2.6 Cán ren bằng đầu cán ren .....	15
Hình 2.4.1 Môi ghép bu lông đai ốc.....	17
Hình 2.4.2 Môi ghép vít cấy.....	17
Hình 2.4.3 Phân loại ren.....	19
Hình 2.4.4 kí hiệu và thông số của ren.....	21
Hình 2.5.1 Biểu đồ biến dạng.....	22
Hình 2.5.2 Mô hình mạng tinh thể .....	22
Hình 2.6.1 sơ đồ quy trình gia công sản phẩm.....	24
Hình 3.1.1 Bộ truyền hộp giảm tốc bánh răng trụ.....	25
Hình 3.1.2 Bộ truyền hộp giảm tốc trục vít bánh vít.....	25
Hình 3.1.3 Bộ truyền cơ cấu cam con trượt .....	26
Hình 3.1.4 Sơ đồ nguyên lí máy cán ren .....	26
Hình 3.2.1 Kích thước ren tam giác hệ mét .....	27
Hình 3.2.2 Lượng chạy dao hướng kính khi cán.....	29
Hình 4.1.1 Bảng kích thước tiêu chuẩn bộ truyền đai.....	34
Hình 4.2.1 Kích thước bộ truyền trục vít bánh vít .....	35
Hình 4.2.2 Biểu diễn lực tác động lên trục vít bánh vít .....	39

---

---

Hình 4.3.1 Khoảng cách trong trục .....	40
Hình 4.3.2 Bảng so kích thước của trục .....	40
Hình 4.3.3 Sơ đồ momen trục vít .....	42
Hình 4.3.4 Kích thức đường kính thiết diện trục vít .....	44
Hình 4.3.5 Kích thước khớp các đặng.....	45
Hình 4.3.6 Sơ đồ momen trục bánh vít .....	47
Hình 4.3.7 Bảng kích thước then tiêu chuẩn .....	52
Hình 4.3.8 Kích thước then hoa tiêu chuẩn.....	53
Hình 4.4.1 Bảng chọn ổ đĩa.....	54
Hình 4.4.2 Sơ đồ tải trọng .....	56
Hình 4.4.3 Bảng chọn ổ đĩa tiêu chuẩn .....	57
Hình 4.4.4 Sơ đồ tải trọng .....	59
Hình 4.4.5 Kích thước ổ đĩa tiêu chuẩn.....	60
Hình 4.5.1 Khớp nối trục chữ thập.....	62
Hình 4.5.2 khớp nối các đặng.....	63
Hình 4.5.3 Thông số trục các đặng có sẵn tại thị trường .....	63
Hình 4.6.1 Ren vuông.....	66
Hình 4.6.2 Cấp bền tải của ren .....	66
Hình 4.7.1 Sơ đồ mạch thủy lực bàn cán ren .....	67
Hình 4.7.2 Xylanh thủy lực Bosch Rexroth AG .....	68
Hình 4.7.3 Các loại bơm thủy lực .....	70
Hình 4.7.4 Bảng bơm thủy lực tiêu chuẩn .....	70
Hình 4.7.5 Kí hiệu van phân phối 4/3 .....	71
Hình 4.7.6 Van đóng 2 của yuken.....	71
Hình 4.7.7 Van an toàn.....	72
Hình 4.7.8 Đồng hồ đo áp suất Paulo.....	72
Hình 4.7.9 Van tiết lưu.....	72

---

---

Hình 4.7.10 Ống dẫn dầu thủy lực .....	73
Hình 4.7.11 Kích thước tiêu chuẩn ống dẫn dầu thủy lực.....	74
Hình 4.7.12 Thông số bộ lọc dầu .....	75
Hình 5.1.1 Role trung gian .....	77
Hình 5.1.2 Role thời gian .....	77
Hình 5.1.3 Role nhiệt .....	78
Hình 5.1.4 Cảm biến hành trình .....	78
Hình 5.1.5 Nút ấn .....	79
Hình 5.1.6 Áptomat.....	79
Hình 5.1.7 Cầu dao nguồn điều khiển.....	79
Hình 5.2.1 Sơ đồ mạch điều khiển .....	80
Hình 5.2.2 Sơ đồ mạch điện động cơ 3 pha 380 v .....	81
Hình 5.2.3 Mạch đấu nối biến tần với động cơ 3 pha 380 v .....	82
Hình 6.1.1 Yêu cầu kỹ thuật và kích thước của chi tiết trục.....	83
Hình 6.2.1 Bản vẽ lồng phôi .....	84
Hình 6.3.1 Nguyên công 1 (bước 1).....	85
Hình 6.3.2 Nguyên công 2 (bước 1,2,3).....	85
Hình 6.3.3 Nguyên công 2 (bước 4).....	86
Hình 6.3.4 Nguyên công 2 ( bước 5,6).....	86
Hình 6.3.5 Nguyên công 3 ( bước 1).....	87
Hình 6.3.6 Nguyên công 3 ( bước 2).....	87
Hình 6.3.7 Nguyên công 4.....	88
Hình 6.3.8 Nguyên công 5.....	88

---

---

# CHƯƠNG 1: MỞ ĐẦU

## 1.1 GIỚI THIỆU ĐỀ TÀI

Trong giai đoạn phát triển kinh tế hiện nay đồng thời với sự tiến bộ không ngừng của khoa học kỹ thuật, tự động hóa ngày càng được mở rộng và phát triển. Các máy móc chuyên dụng phục vụ cho việc sản xuất hàng loạt trong vai trò quan trọng trong việc phát triển sản xuất. Đi với nó là những thay đổi cải tiến không ngừng, đặc biệt trong lĩnh vực cơ khí với những bước phát triển nhanh chưa từng thấy. Tiêu biểu là việc sản xuất và chế tạo ren trong bu lông đai ốc và vít.

Các phương pháp gia công tạo ren trong nhiều thời kỳ để lại cho chúng ta rất nhiều phương pháp và kinh nghiệm với các ưu nhược điểm khác nhau. Như phương pháp tiện ren, phương pháp mài ren, phương pháp taro, phương pháp cán ren. Trong đó, nổi trội nhất là phương pháp cán ren cho năng suất và chất lượng bề mặt và cơ tính của sản phẩm rất cao. Đồng thời phương pháp này còn giúp tiết kiệm phôi liệu nhờ đó chi phí và giá thành sản xuất giảm.

## 1.2 MỤC TIÊU CỦA ĐỀ TÀI

Mục tiêu của đề tài là lựa chọn và đơn giản hóa thiết kế máy cán ren cho bu lông. Nhằm phù hợp cho một số công ty sản xuất các kết cấu và thiết bị liên quan đến bu lông đai ốc. Đáp ứng nhu cầu tối ưu về mặt kinh tế và năng suất cùng với chất lượng sản phẩm phù hợp với tài nguyên và quy trình sản xuất của công ty.

## 1.3 Ý NGHĨA CỦA ĐỀ TÀI

Thiết kế máy cán ren là một đề tài quan trọng trong ngành cơ khí, giúp áp dụng kiến thức lý thuyết vào thực tế, phát triển kỹ năng thiết kế, tính toán và lựa chọn vật liệu. Đưa ra và phân tích những phương án cho đề tài thiết kế máy cán ren. Giúp sinh viên tiếp cận với thực tiễn để cải tiến và tối ưu việc thiết kế máy.

## 1.4 PHẠM VI GIỚI HẠN CỦA ĐỀ TÀI

Thiết kế và tính toán máy cán ren, sử dụng tài liệu nghiêng cứu và tính toán điều kiện làm việc của máy với sự hỗ trợ của phần mềm vẽ 2D ( Autocad) và Kiểm nghiệm lại bằng phần mềm vẽ 3D (Solidwork) hoặc inventor.

---

---

Cùng với đó là việc biểu diễn các công thức chọn lọc trong quá trình thuyết kế bằng tài liệu thuyết minh. Không chế tạo máy hoặc mô hình với vấn đề kinh phí và điều kiện thời gian khá ngắn.

## **CHƯƠNG 2: TỔNG QUAN VỀ REN VÀ MÁY CÁN REN**

### **2.1 TỔNG QUAN VỀ REN VÀ MÁY CÁN REN**

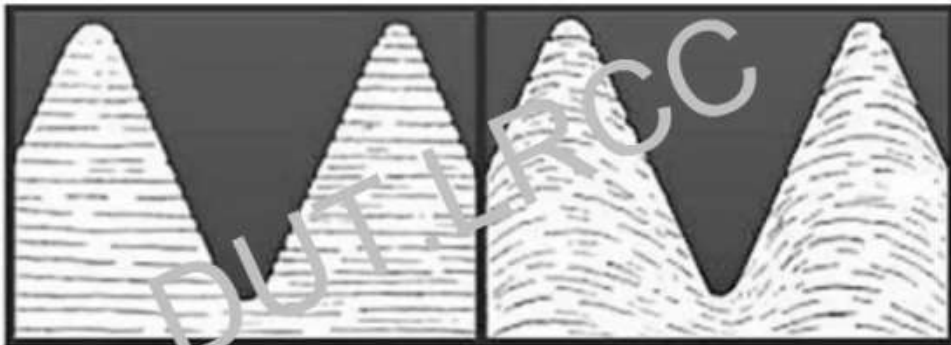
#### **2.1.1 Sơ lược về máy cán ren**

Cán ren (lăn ép ren) là phương pháp gia công không phoi. Phôi được đặt giữa các dụng cụ lăn ép (bàn lăn hoặc con lăn) dưới tác dụng của áp lực trên bề mặt chi tiết gia công hình thành các vết lăn ép của dụng cụ. Theo kết cấu của dụng cụ cán ép được chia ra làm hai loại chính là bàn lăn và con lăn. Lăn ép ren có thể gia công được ren một đầu mỗi hay nhiều đầu mỗi. Lăn ép ren là một trong những phương pháp chế tạo ren với năng suất cao và kinh tế nên được sử dụng rộng rãi trong sản xuất hàng loạt. Lăn ép ren dựa trên quá trình biến dạng dẻo của vật liệu để hình thành ren nên sẽ nâng cao độ nhẵn bề mặt và cơ tính của ren. So với cắt ren, cán ren có ưu điểm là hạ giá thành sản xuất và không lãng phí vật liệu.

#### **2.1.2 Lịch sử hình thành và phát triển máy cán ren**

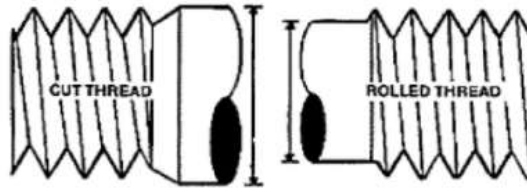
Máy cán ren có một lịch sử hình thành và phát triển lâu dài, gắn liền với sự tiến bộ của ngành cơ khí. Trước thế kỉ 19, ren chủ yếu được tạo ra bằng phương pháp thủ công hoặc được sử dụng các công cụ đơn giản. Đến thế kỉ 19, với sự phát triển của ngành công nghiệp cơ khí, các thiết bị gia công ren đầu tiên ra đời, giúp nâng cao năng suất và độ chính xác. Bước vào thế kỉ 20, máy cán ren dần được cải tiến với sự hỗ trợ của động cơ, cho phép sản xuất hàng loạt với hiệu suất cao hơn. Đặc biệt, từ đầu thế kỉ 21, công nghệ tự động hóa và điều khiển số được áp dụng, giúp máy cán ren hoạt động với độ chính xác cao, tối ưu nhu cầu gia công và đáp ứng nhu cầu sản xuất hiện đại.

#### **2.1.3 So sánh ưu điểm của phương pháp gia công ren áp lực so với cắt ren**



**Hình 2.1.1:** Cơ tính của ren gia công áp lực và ren cắt.

Kết cấu của ren ép đảm bảo hơn 30% cơ tính so với ren cắt. Khi ép ren, kim loại không bị cắt bỏ mà lại biến dạng dẻo. Làm tăng mật độ nút gãy trong mạng tinh thể, từ đó cải thiện độ bền và cứng của vật liệu. Còn khi cắt ren, quá trình bóc tách vật liệu gây ra các vết nứt vi mô trên bề mặt ren, làm giảm độ bền mỏi. Ngoài ra, quá trình cắt còn làm tăng ứng suất dư lên đầu dao cắt, làm giảm tuổi thọ của chi tiết ren. Còn với cán ren sẽ tạo ứng suất nén dư lên bề mặt làm tăng khả năng chống nứt mỏi.



**Hình 2.1.2:** Cấu trúc bên ngoài của ren ép và ren cắt.

Như ở hình trên, với cùng một kích thước khác nhau, cán ren thể hiện sự tiết kiệm vật liệu và nâng cao giới hạn bền mỏi, không tạo phoi sau quá trình gia công nhưng vẫn giữ chất lượng bề mặt và độ bóng tốt.

## 2.2 PHÂN LOẠI MÁY CÁN REN

Các máy cán ren có nhiều loại khác nhau nhưng thường chia ra làm các loại chính chủ yếu phụ thuộc vào sự duy chuyển và hình dáng của dụng cụ cán.

### 2.2.1 Máy cán bàn ren phẳng

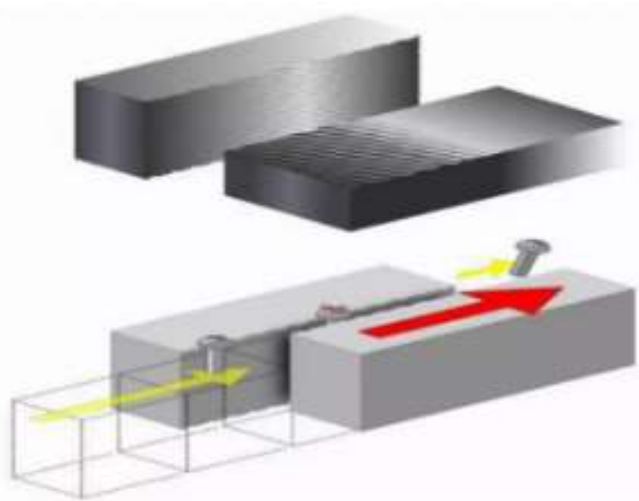
Thường dùng trên máy cán ren thường và tự động. Bàn cán ren làm việc theo bộ gồm: một chiếc chuyển động tịnh tuyến qua lại còn một chiếc đứng yên. Hướng của góc nâng ren trên bàn cán ngược lại với hướng ren được cán. Kích thước của bàn cán ren hệ mét thường từ 16 đến 27mm phụ thuộc vào loại máy và xác định cho từng trường hợp cụ thể.



**Hình 2.2.1:** Máy cán ren bàn phẳng.

Bàn cán ren phẳng khi cán ren trên các bu lông nhỏ hơn hoặc bằng 600 Mpa thường được chế tạo bằng thép X12M; X12Ø1.

Khi cán ren trên các sản phẩm chịu ứng suất bằng 850 Mpa trở xuống thì bàn cán được chế tạo bằng thép 6X6B3MØC có độ cứng HRC 57 đến 60.



**Hình 2.2.2:** nguyên lí bàn cán ren.

Bàn cán ren có thể tạo ra ren đạt độ chính xác cao (đến cấp 6). Đặc biệt, bàn cán ren có thể được thay thế để có thể bảo trì và chế tạo ren với các thông số khác nhau.

Model number	Đường kính ứng dụng (mm)	Chiều dài tối đa sản phẩm (mm)	Năng suất Sp/p hút	Kích thước hiệu chỉnh, dịch chuyển bản ren (mm)	Chiều cao bản ren (mm)	Kích thước bên ngoài (mm)	Công suất động cơ (kW)	Trọng lượng (kg)
TX-005	Φ3-5	30	250-300	708022	30	140060 01500	2	500
TX-006	Φ4-6	40	200-250	808524	35	150065 01600	2.5	600
TX-007	Φ5-7	50	150-200	909026	40	160070 01700	3	700

*Hình 2.2.3: Một số thông số về máy cán ren bàn phẳng.*

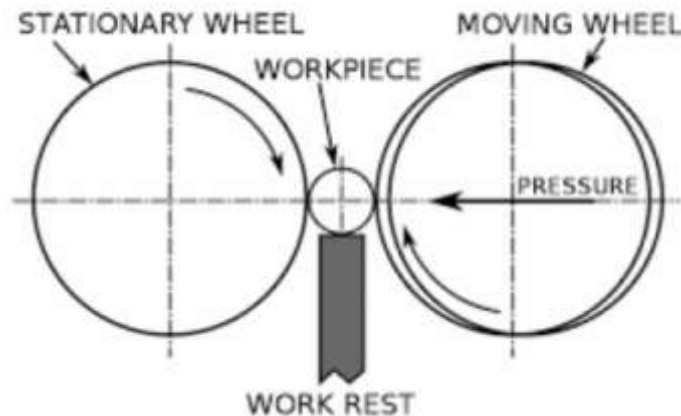
Máy cán ren bàn phẳng được chia ra làm hai loại là máy cán ren bàn phẳng nằm ngang và máy cán ren bàn đặt nghiêng iệc dùng bàn cán ren thường giới hạn kích thước ren về chiều dài và đường kính bu lông.

### 2.2.2 Máy cán ren con lăn



*Hình 2.2.4: Máy cán ren con lăn.*

Máy cán ren con lăn thực hiện các ren nhờ hoạt động bằng bộ 2 hoặc 3 quả lô cán. Đường tâm của quả cán có thể song song hoặc không song song với đường tâm phôi. Lúc đó, phôi quay tự do. Số đầu mối mà cán ren con lăn thực hiện dao động từ 2 đến 5. Số đầu mối phụ thuộc vào đường kính và bước ren. Khi chi tiết được đưa lăn giữa 2 con lăn quay cùng chiều, con lăn chuyển động theo chiều hướng kính hoặc phôi chuyển động hướng trục tạo hình vào bề mặt chi tiết tạo ra biến dạng hình thành ren và chi tiết tạo ren.

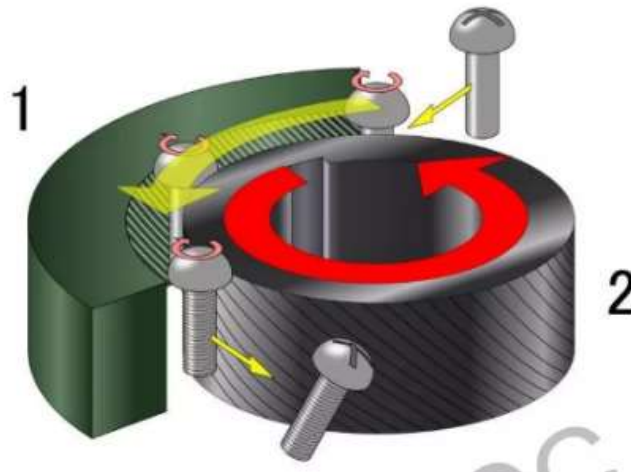


**Hình 2.2.5:** Nguyên lí làm việc lô cán ren.

Thông thường, người ta chia độ chính xác cán ren theo 2 cấp gồm cấp chính xác trung bình, cấp chính xác cao. Cấp chính xác cao dao động từ cấp 6 đến cấp 5, cấp còn lại là cấp 7 đến cấp 8. Quả lô cán ren thường được chế tạo bằng thép X12M, X6BØ, X12Ø1 đối với các sản phẩm có độ cứng từ 160 đến 200 HB và bằng thép 6X6B3MØC đối với các sản phẩm có độ cứng 370 đến 400 HB.

### 2.2.3 Máy cán ren bằng đầu cán ren

Được dùng phổ biến nhất là các loại đầu cán ren hướng trục tự mở đến cán các ren ngoài có góc ren nhọn và ren ngoài hình thang. Các đầu mỗi ren có kết cấu khác nhau để cán các loại ren một chiều hay nhiều đầu mối, phải hoặc trái trên phôi đặc và rỗng.



**Hình 2.2.6:** Cán ren bằng đầu cán ren.

Các quả cán đều có phần cấu tạo hình ren và phần sửa đúng. Bộ quả cán có bước ren giống như bước ren cần cán của bất kỳ đường kính ren nào trong một phạm vi đường kính nhất định. Các quả cán trong một bộ được phân biệt bằng số thứ tự, xác định bằng lượng dịch chuyển của ren tới mặt đầu của quả cán, lượng dịch chuyển này thay đổi liên tiếp trên mỗi quả cán để đảm bảo gia công liên tục đường xoắn vít trên chi tiết gia công.

Đường kính phôi để cán lấy gần đúng bằng đường kính trung bình của ren gia công. Trong trường hợp dùng máy có công suất lớn hoặc máy có chu kỳ làm việc tự động thì tốc độ cán có thể tới 70 - 80 m/ph đối với ren hệ mét bước nhỏ và tới 25 m/ph đối với ren hệ mét bước lớn và ren thang. Độ bền của quả cán giảm đi 2 - 3 lần nếu khi cán trên các đầu của phôi có sẵn các đường xoắn.

---

---

## 2.3 SO SÁNH ƯU, NHƯỢC ĐIỂM CỦA CÁC LOẠI MÁY CÁN REN

### 2.3.1 Máy cán ren bàn phẳng

a) *Ưu điểm:*

- Khả năng tự động cao.
- Sản phẩm được hình thành trong thời gian ngắn.

b) *Nhược điểm:*

- Đối tượng sản phẩm không nhiều, thường cho các chi tiết ren ngắn.
- Máy khá cồng kềnh và làm việc gây tiếng ồn lớn.
- Khả năng hỏng hóc, kẹt gây sự cố cao hơn các phương pháp khác.

c) *Máy cán ren đầu cán*

b) *Ưu điểm:*

- Dễ dàng lắp với các máy công cụ thông thường.
- Chi tiết ren được hình thành nhanh chóng.

d) *Nhược điểm:*

- Phạm vi chi tiết hạn chế (ren kẹp chặt đường kính tối đa 10mm).
- Dễ hỏng hóc, kẹt gây nguy hiểm cho người sử dụng.

### 2.3.2 Máy cán ren con lăn

#### 2.3.2.1 Máy cán ren 3 con lăn

a) *Ưu điểm:*

- Máy đạt độ chính xác cao.
- Lực phân bố đồng đều (nhờ có 3 con lăn phân tán áp lực ở 3 phía).
- Ít gây sai số hình học.

b) *Nhược điểm:*

- Máy phức tạp.
- Yêu cầu về chuyên động cao.
- Giá thành cao.

#### 2.3.2.2 Máy cán ren 2 con lăn

a) *Ưu điểm:*

- Có thể cán ren có đường kính lớn.
- Ren có chiều dài bất kì.
- Khả năng làm việc an toàn, ổn định.

b) *Nhược điểm:*

- Thường là máy bán tự động.
- Giá thành khá cao để chế tạo con lăn.
- Dễ hình thành sai số hình học trên chi tiết (cần tay nghề công nhân tốt).

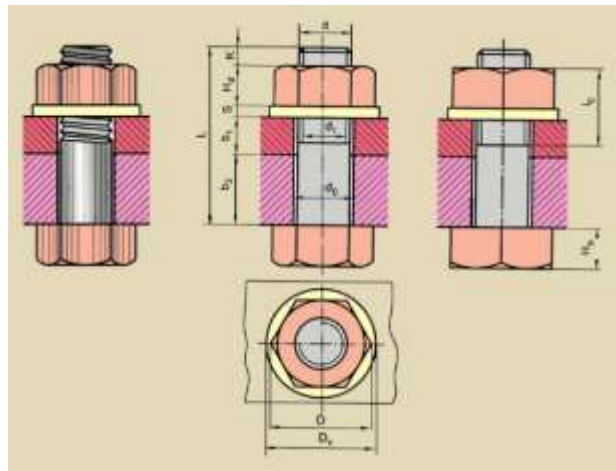
### 2.3.3 Lựa chọn phương án cán

So sánh các ưu điểm của từng loại máy và yêu cầu của nhiệm vụ thiết kế, chọn phương án thiết kế máy cán ren sử dụng nguyên lý cán 2 con lăn.

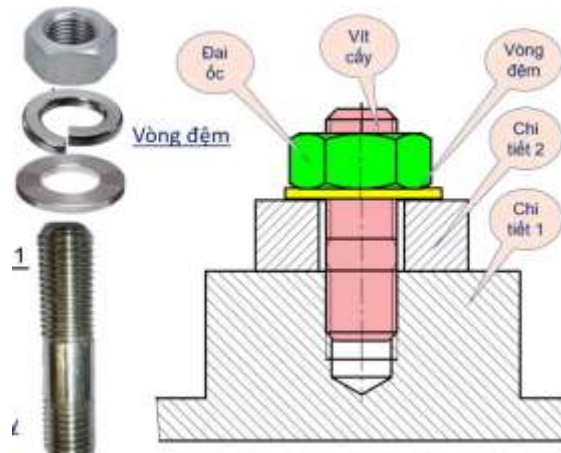
## 2.4 MỐI GHÉP REN

### 2.4.1 Khái niệm:

Mối Ghép ren là là phương pháp ghép nối các bộ phận bằng cách sử dụng các mối ren đồng dạng ren để kết hợp với nhau. Ren thường là các chi tiết ren cưa có dạng vít như bu lông đai ốc (hình 1.1) và vít cấy (hình 2.2).



**Hình 2.4.1:** Mối ghép bu lông đai ốc.



**Hình 2.4.2:** Mối ghép vít cấy.

mối ghép bằng ren được sử dụng phổ biến để kết nối các thanh cốt thép, bu lông neo và hệ giàn giáo. So với các phương pháp hàn hoặc ghép đinh tán, mối ghép ren có lợi thế là không làm thay đổi tính chất vật liệu của kết cấu thép, giúp đảm bảo độ bền và tính ổn định trong quá trình thi công. Vì vậy trong ngành công nghệ chế tạo máy, nó được sử dụng rộng rãi trong việc thiết kế máy và ghép nối cơ học.

#### 2.4.2 Đặc điểm mối ghép ren

Với các phương pháp gia công áp lực. Ren được tạo ra bằng cách cho bề mặt ngoài của phôi ống tiếp xúc với bề mặt của khuôn cán ren với ứng suất đủ lớn để gây biến dạng vật liệu phôi và tạo ra các hình dạng ren theo yêu cầu. Với phương pháp này, các ren của bu lông sẽ có các đặc điểm sau:

*a) Ưu điểm:*

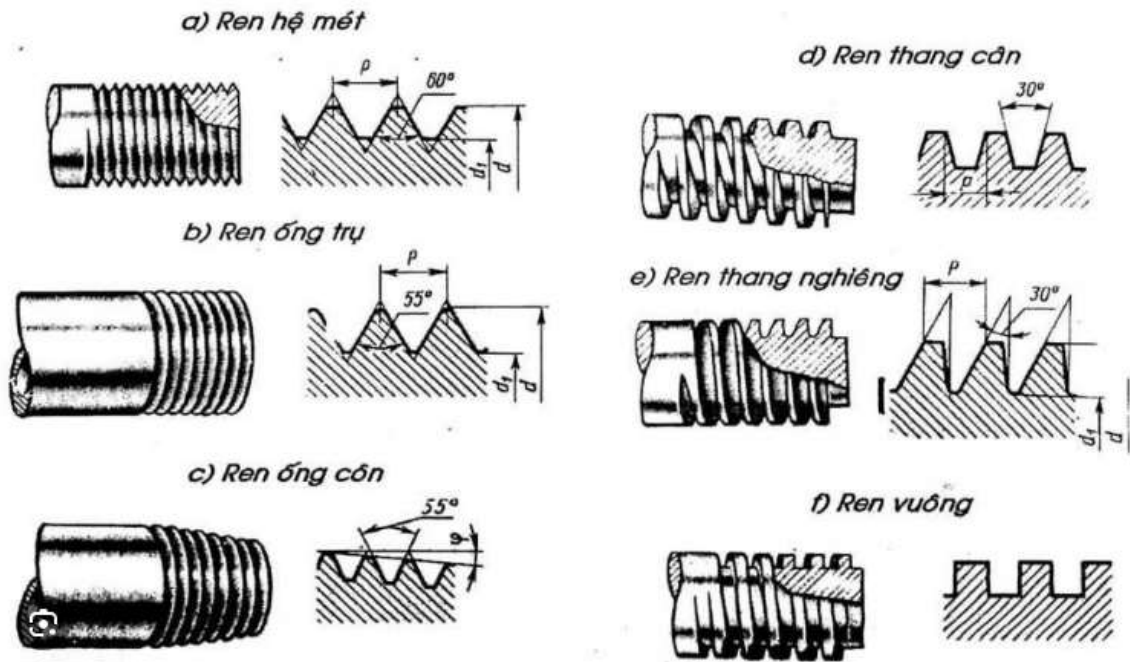
- Cấu tạo đơn giản
- Có thể tháo lắp
- Được tiêu chuẩn hóa và rất dễ chế tạo ( giá thành rẻ )
- Có thể chống được lực dọc trục lớn

*b) Nhược điểm:*

- Tập trung ứng suất ở chân ren ( làm giảm độ bền mỏi của mối ghép)
- Cần xâm nhập vào kết cấu của vật để tạo lỗ

## 2.4.3 Phân loại và các thông số hình học của ren

### 2.4.3.1 Phân loại ren



Hình 2.4.3: Phân loại ren.

#### a) Phân dạng theo hình dạng mặt cơ sở:

- Ren hình trụ: Nếu đường xoắn ốc nằm trên mặt cơ sở là hình trụ
- Ren hình côn: Nếu đường xoắn ốc nằm trên mặt cơ sở là hình côn

Ren hình trụ được dùng phổ biến hơn ren hình côn. Ren hình côn thường chỉ được dùng để ghép các ống, các bình dầu, nút dầu...

#### b) Phân loại theo chiều xoắn ống ren: Ren trái và ren phải.

Phân loại theo số đầu mỗi ren ta có: ren một mối, hai mối và ba mối,...Ren một mối thường được dùng phổ biến.

#### c) Phân loại theo hệ đơn vị:

- Ren hệ mét: Có tiết diện là tam giác đều, góc ở đỉnh  $\alpha=60^\circ$ . Để dễ gia công cũng như để giảm bớt tập trung ứng suất ở chân ren và dập xước đỉnh ren, đỉnh ren và chân ren không được họt bằng hoặc tạo góc lượn và Jo tròn. Bán kính bo tròn chân ren  $r=H/6=0,144p$ . Theo tiêu chuẩn quốc tế ISO thì can kính góc lượn đối với ren ngành hàng không và vũ trụ.

*d) Ren hệ Anh:*

Có tiết diện hình um giá góc ở đỉnh  $\alpha=55^\circ$ . Đường kính được đo bằng hệ đơn vị Anh (11 inch=25,4 mm) bước ren được đặc trưng bởi số ren trên chiều dài inch

*e) Phân loại theo công dụng:*

- Ren ghép chặt: Dùng để ghép chặt các chi tiết máy lại với nhau. Ren ghép chặt gồm các loại ren: ren hệ mét, ren ống, ren tròn, ren vít gỗ.
- Ren ghép chặt kín: Ngoài dùng để ghép chặt các chi tiết còn dùng để giữ không cho chất lỏng bị rò rỉ qua ren

*f) Phân loại theo hình dạng ren:*

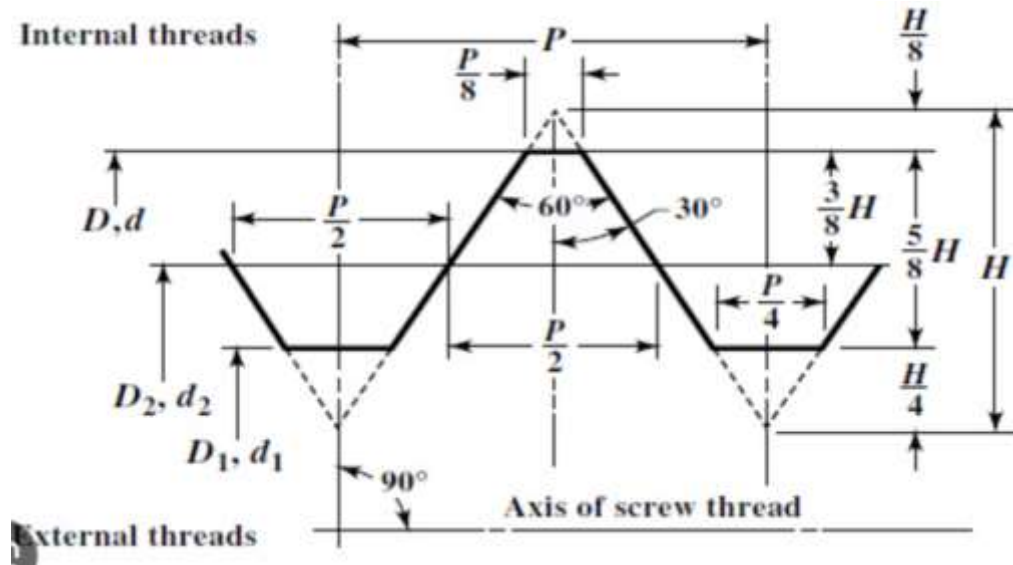
- Ren tròn: được dùng chủ yếu trong các bu lông, vít chịu tải va đập lớn, hoặc trong chi tiết máy vỏ mỏng với biên dạng cong profin tròn quay quanh tâm bu lông với góc nâng ren (thường là  $30^\circ$ ) với ưu điểm là ít tập trung ứng suất
- Ren vuông: Có biên dạng là hình vuông hoặc hình chữ nhật, ren vuông thường dùng làm ren truyền động hoặc ren tải vì có góc ren  $\delta = 0^\circ$ . Nhưng khó khắc phục khe hở do mòn và giá thành chế tạo khá cao
- Ren thang cân: có dạng hình thang, thường được dùng làm ren truyền động hoặc ren tải cả hai phía nhờ tính đối xứng của biên dạng với góc đỉnh ren độ  $\delta = 0^\circ$ .
- Ren răng cưa: có hình dạng là tam giác thường, thường dùng để làm ren tải một phía.

### **2.4.3.2 Các thông số hình học của ren**

*a) Các thông số về hình học của ren gồm:*

- Đường kính Ngoài  $d$ : đường kính của mặt trụ đi qua đỉnh ren của ren ngoài hay qua đáy ren của ren trong, đường kính ngoài là đường kính danh nghĩa của ren.
- Đường kính trong ( $d_1$ ): Là đường kính của mặt trụ đi qua đáy ren của ren ngoài hoặc đi qua đỉnh ren của ren trong.
- Đường kính trung bình ( $d_2$ ): Là trung bình cộng của đường kính trong và đường kính ngoài.
- Chiều cao  $h$ : Chiều cao tiết diện làm việc của ren được đo từ đỉnh ren đến đáy của ren.
- Bước ren  $P$ : Là khoảng cách theo trục giữa hai điểm tương ứng của hai ren kề nhau.
- Góc nâng ren  $\gamma$ : là góc tạo tiếp tuyến của đường xoắn ốc với mặt phẳng vuông góc với trục của ren, công thức góc nâng ren như sau:
$$\tan\gamma = Pz/(\pi \cdot d_2)$$
- Góc tiết diện ren  $\delta$ .

- Bước đường xoắn vít ren  $P_Z$ : là khoảng cách từ một điểm trên xoắn ốc này đến điểm tương tự trên xoắn ốc tiếp theo, giúp xác định độ dày của luồng vít. Có công thức  $P_Z = P \cdot Z_1$  với  $Z_1$  là số đầu mỗi của ren.



**Hình 2.4.4:** Kí hiệu và thông số của ren.

## 2.5 CÁC YẾU TỐ ẢNH HƯỞNG ĐẾN TÍNH CHẤT REN

### 2.5.1 Biến dạng ứng suất của kim loại

#### 2.5.1.1 Khái niệm biến dạng ứng suất của kim loại

Gồm có biến dạng ứng suất đàn hồi, biến dạng ứng suất dẻo và phá hủy.

##### a) Biến dạng đàn hồi:

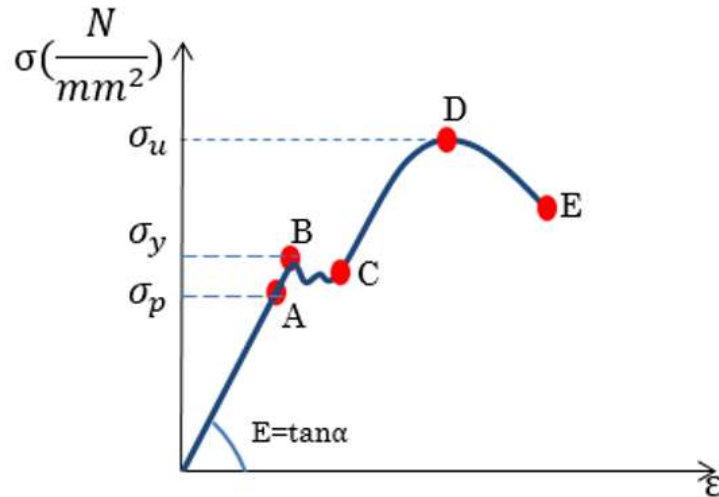
Là biến dạng mà khi tải trọng mất đi, trạng thái biến dạng này sẽ không còn. Nếu tải trọng vẫn còn nằm trong vùng đàn hồi thì biến dạng sẽ bị mất sau khi bỏ tải trọng. Biến dạng đàn hồi biểu diễn bằng đồ thị nằm trên đường bậc nhất (đường thẳng OB) của biểu đồ thể hiện mối quan hệ giữa biến dạng và tải trọng.

##### b) Biến dạng chảy :

là ứng suất tức thời cần thiết để làm biến dạng vật liệu, tức là cường độ chịu kéo phụ thuộc vào lịch sử đối với biến dạng không đàn hồi, quyết định khả năng chống lại sự định hình (thay đổi hình dạng) của vật liệu do dòng chảy dẻo. Nó xảy ra khi tải trọng đặt vào đủ lớn vượt quá vùng đàn hồi trên biểu đồ biến dạng. Khi đó, biến dạng và tải trọng không còn là bậc nhất (đường cong BC). Nguyên nhân của biến dạng dẻo là sự trượt mạng tinh thể.

c) *Biến dạng phá hủy:*

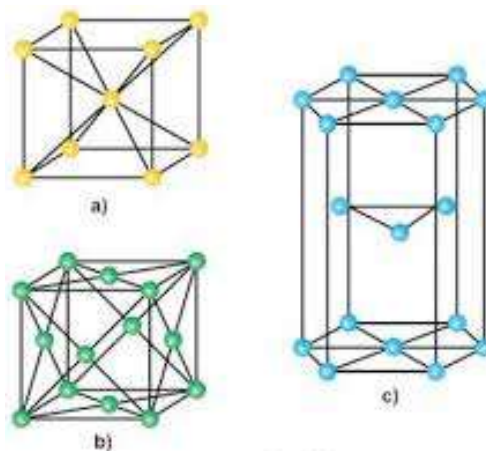
Là giai đoạn vật liệu sẽ bị phá hủy khi tải trọng đạt đến mức cực đại, tạo nên các vết nứt gãy và vật bị phá hủy (điểm E).



**Hình 2.5.1:** Biểu đồ biến dạng.

**2.5.1.2 Những nhân tố ảnh hưởng đến biến dạng dẻo**

Yếu tố này bao gồm tải trọng tác động và cơ tính của vật liệu. Hai yếu tố này ảnh hưởng lớn đến quá trình biến dạng dẻo của kim loại. Khi có biến dạng dẻo sẽ gây ra hiện tượng trượt và song tinh. Trượt là sự chuyển dời tương đối với nhau giữa các thành phần tinh thể theo những mặt và phương nhất định gọi là mặt trượt.



**Hình.** Mô hình mạng tinh thể phổ biến của kim loại:  
a) Lập phương tâm khối  
b) Lập phương tâm diện  
c) Lục phương

**Hình 2.5.2:** Mô hình mạng tinh thể.

---

---

Mạng tinh thể của kim loại bao gồm vô số và phương tinh thể nhưng không phải mặt và phương nào cũng xuất hiện hiện tượng trượt. Mặt và phương xảy ra trượt phải có liên kết nguyên tử bền hơn để chuyển dời các mối liên kết thì sẽ không bị phá hủy. Đồng thời, Các mối liên kết giữa các mặt trượt phải yếu hơn.

## 2.5.2 Biến dạng dẻo của kim loại khi cán

### 2.5.2.1 Biến dạng dẻo trong tinh thể

Biến dạng còn lại khi bỏ tải trọng gọi là biến dạng dẻo được thực hiện bởi việc trượt, đổi tính hoặc chuyển matenxit và khuyết tán. Cơ chế của quá trình trượt là khi trượt, tất cả các nguyên tử trên mặt trượt đều dịch chuyển. Cách trượt như vậy gọi là trượt cứng. Theo cách trượt này thì ứng suất tác dụng rất lớn để có thể đẩy vị trí của các nguyên tử trên mặt dịch chuyển cùng lúc. Thực tế, ứng suất gây nên mặt trượt của nguyên tử rất bé.

Nếu trong mạng tinh thể luôn luôn có sai lệch thì chúng luôn là nơi xuất phát của quá trình trượt, sự trượt tác động lên các nguyên tử ở trên mặt trượt một cách nối tiếp nhau. Vì vậy, ở mỗi thời điểm chỉ có một vài số lượng hạn chế các nguyên tử tham gia quá trình trượt. Do đó, ứng suất sinh ra khi trượt rất thấp.

Đa tinh thể tập hợp của nhiều hạt có phương mạng định hướng một cách ngẫu nhiên. Vùng ranh giới giữa các hạt có cấu tạo, tính chất khác vùng trung tâm. Quá trình biến dạng dẻo thường xảy ra trong đa tinh thể kim loại. Quá trình biến dạng dẻo của đa tinh thể chịu ảnh hưởng rõ rệt của đa tinh thể. Đó là tập hợp của các hạt có phương mạng định hướng một cách ngẫu nhiên và vùng biên giới hạt có sắp xếp không trật tự nên quá trình biến dạng dẻo của đa tinh thể có các tính chất sau:

- Khi tác dụng tải trọng lên đa tinh thể các nguyên tử sẽ bị xô lệch khác nhau. Hạt nào có phương mạng định hướng thuận lợi sẽ bị xô lệch với ứng suất tương đối bé.
- Sự xô lệch giữa các hạt luôn có ảnh hưởng đến các hạt bên cạnh và bị cản trở. Do vậy các hạt trong đa tinh thể có thể bị trượt ngay theo nhiều hệ trượt khác nhau.
- Vùng biên giới hạt có sắp xếp không trật tự, nên sự trượt khó hình thành ở đó. Vì không hình thành được các mặt và phương trượt.

Ảnh hưởng của biến dạng dẻo đến tính chất:

- Sau biến dạng dẻo của kim loại tồn tại ứng suất dư gồm 2 loại chính: Ứng suất tế vi và ứng suất dư thô.
- Ứng suất tế vi là loại ứng suất tồn tại ở trong cả thể tích kim loại sinh ra do biến dạng không đồng đều trên toàn thiết diện.
- Biến dạng dẻo làm biến đổi cơ tính của kim loại theo chiều hướng tăng bền hay hóa bền, làm tăng giới hạn bền, giới hạn đàn hồi và giới hạn chảy cùng giới hạn đàn hồi và độ cứng.

---

---

## 2.6 SƠ ĐỒ QUY TRÌNH GIA CÔNG



*Hình 2.6.1: sơ đồ quy trình gia công sản phẩm.*

Quy trình gia công sản phẩm ren cán bắt đầu với việc chuẩn bị vật liệu, cắt và sử lý bề mặt. Sau đó, phôi được đưa vào máy cán để tạo hình ren theo yêu cầu. Tiếp theo, sản phẩm ren được đo đặc và kiểm tra để đảm bảo độ chính xác và không có lỗi (có thể kiểm tra bằng cách lắp ngẫu nhiên). Sau đó, ren được xử lý bề mặt và chuyển đến khu lắp ráp.

## 2.7 NĂNG SUẤT LÀM VIỆC CỦA MÁY

Trên thực tế rất khó xác định công suất làm việc của máy vì máy sản xuất rất nhiều loại ren với chiều dài làm việc khác nhau. Vì vậy ta cần xác định nó dựa trên công thức như sau.

$$\text{Với } l = 60 + l_1 \geq 60\text{mm} \quad H = \frac{3600s}{5s + \frac{60 \cdot H \cdot D}{60,4 \cdot S \cdot d} + \frac{l_1 \cdot d}{p \cdot D} \cdot \frac{60}{60,4}} = \left( \frac{\text{Chiếc}}{h} \right).$$

$$\text{Với } l = 60 + l_1 \leq 60\text{mm} \quad H = \frac{3600s}{5s + \frac{60 \cdot H \cdot D}{60,4 \cdot S \cdot d}} = \left( \frac{\text{Chiếc}}{h} \right).$$

Trong đó:

- L: Là chiều dài làm việc của ren.
- L<sub>1</sub>: Là Phần chiều dài sau khi trừ đi 60 mm.
- S: Là lượng chạy dao hướng kính ( Lấy S = 0,1 mm/vòng).
- H: Là chiều cao của ren.
- D: Là Đường kính trung bình của con lăn ( gấp 2 lần từ tâm đến đường chia của ren con lăn)
- d: Là đường kính trung bình của bu lông.

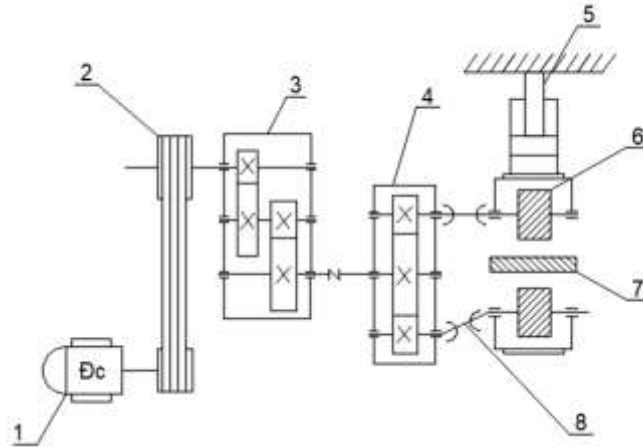
---

---

## CHƯƠNG 3: THIẾT KẾ ĐỘNG HỌC

### 3.1 CHỌN PHƯƠNG ÁN TRUYỀN ĐỘNG

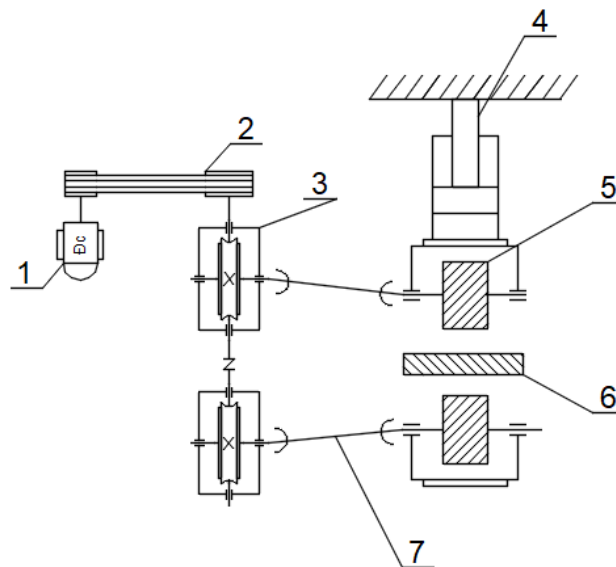
#### 3.1.1 Phương án truyền động 1



*Hình 3.1.1: Bộ truyền hộp giảm tốc bánh răng trụ.*

1-động cơ; 2-bộ truyền đai; 3-hộp giảm tốc khai triển; 4-bộ truyền phân lực; 5-xylanh thủy lực; 6-lô cán ren; 7-Tấm nâng phôi; 8- trục các đăng.

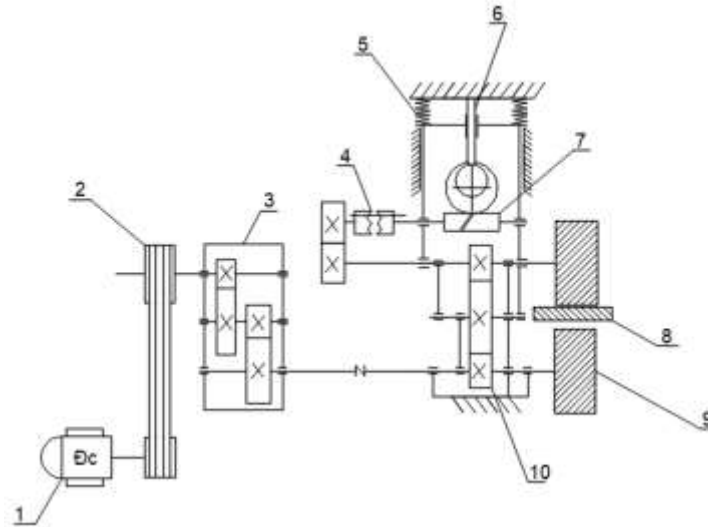
#### 3.1.2 Phương án truyền động 2



*Hình 3.1.2: Bộ truyền hộp giảm tốc trục vít bánh vít.*

1-động cơ; 2-bộ truyền đai; 3-hộp giảm tốc trục vít bánh vít; 4-xylanh thủy lực; 5-lô cán ren; 6-Tấm nâng phôi; 7 Khớp các đặng.

### 3.1.3 Phương án truyền động 3

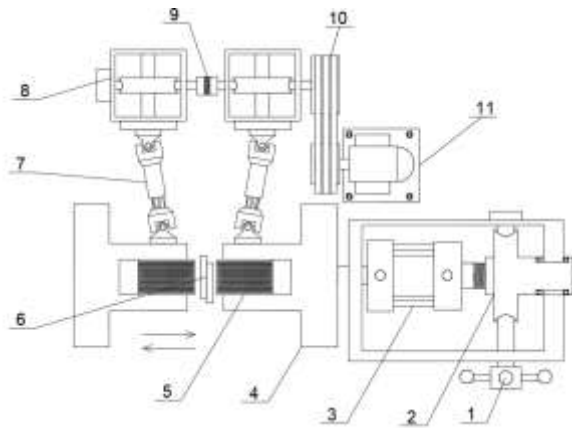


**Hình 3.1.3:** Bộ truyền cơ cấu cam con trượt.

1-Động cơ; 2-Bộ truyền đai; 3-Hộp giảm tốc khai triển; 4-Ly hợp; 5-lò xo; 6-Cơ cấu cam con đội; 7-Bộ truyền trục vít bánh vít; 8-Tấm đỡ phôi phôi; 9-Lô cán ren; 10-Bộ truyền phân lực.

Từ các xem xét ưu nhược điểm về các phương án truyền động và yêu cầu trong thiết kế chế tạo máy. Chọn phương án 2 là phương án thiết kế hệ truyền động cho máy cán ren thủy lực.

### 3.1.4 Sơ đồ nguyên lý



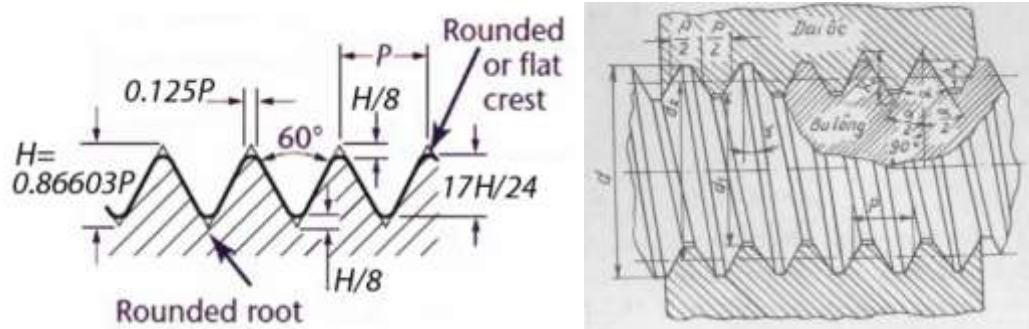
**Hình 3.1.4:** Sơ đồ nguyên lý máy cán ren.

1- Tay điều chỉnh hành trình trục vít; 2 - Cơ cấu bánh vít; 3 - Xylanh; 4 - Cơ cấu cán ren; 5 - Lô cán; 6 - chi tiết đỡ phôi; 7 - Trục các đăng; 8 - Hộp giảm tốc bánh vít; 9 - Khớp nối; 10 - Bộ truyền đai; 11 - Động cơ 5,5 kw.

## 3.2 XÁC ĐỊNH THÔNG SỐ KÍCH THƯỚC SẢN PHẨM CÁN

### 3.2.1 Xác định kích thước của đối tượng cán

Đối tượng để chế tạo máy là ren hệ mét với tiêu chuẩn quốc tế với kích thước lớn nhất để gia công là bu lông M18x2. Trong đó, ta chỉ tính kích thước của bu lông lớn nhất là M18 với các kích thước cơ bản như sau để thỏa điều kiện tính cho toàn bộ chuỗi bu lông bằng hoặc dưới M18. Ren M18 thuộc ren tam giác hệ mét với góc profin ren  $\alpha = 60^\circ$  và bước ren được tính bằng mm. Vật liệu chế tạo ren là thép C35 thuộc cấp bền 5.6 với ứng suất chảy và ứng suất bền của mác thép trên lần lượt là:  $\sigma_{ch} = 300 \text{ Mpa}$ ,  $\sigma_b = 500 - 700 \text{ Mpa}$ .



**Hình 3.2.1:** Kích thước ren tam giác hệ mét.

- Với đường kính ngoài của ren là:  $d = 16 \text{ mm}$ .
- Đường kính trong của ren là:  $d_1 = d - H = 16 - 1,73206 = 14,268 \text{ mm}$ ,
- Chiều cao ren:  $H = 0,86603 \cdot p = 0,86603 \cdot 2 = 1,73206 \text{ mm}$
- Cung bo đỉnh ren:  $r = \frac{H}{6} = 0,29 \text{ mm}$
- Chiều cao khi bo góc:  $h = 0,54125 \cdot p = 1,0825 \text{ mm}$
- Đường kính trung bình:  $d_2 = d - \frac{H}{2} = 16 - 0,86603 = 15,134 \text{ mm}$
- Ta có công thức tính đường kính phôi như sau:

$$d_p = \sqrt{\frac{1}{2}(d^2 + d_1^2)} = \sqrt{\frac{1}{2}(16^2 + 14,268^2)} = 15,1587 \text{ mm}$$

Chọn  $d_p = 15,1587 \text{ mm}$ .

Tính kích thước quả lô cán:

- Đường kính trung bình của lô cán:  $D_{tb} = i \cdot d_2 = 12.15,16 = 182 \text{ mm}$ 
  - I là số đầu mối của quả cán
  - $d_2$  là đường kính trung bình của bu lông

Lấy  $D_{tb} = 180 \text{ mm}$ .

- Chiều dài lô cán:  $l = 80 \text{ mm}$
- Đường kính ngoài lô cán ren:

$$D_{ng} = D_{tb} + 2 \frac{H}{3} = 180 + 2 \frac{1,73206}{3} = 181,2 \text{ mm}$$

- Đường kính lỗ mayor:

$$D_m = 0,4 \cdot D_{tb} = 72 \text{ mm}$$

### 3.2.2 Tính toán lực cán ren.

Ta có công thức tính lực cán ren  $P_R$  và  $P_T$  như sau:

$$P_R = 3,5 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{ch}^3 \cdot D_{ng}}{E \cdot (D_{ng} + d_1)}} \cdot d_1 \cdot \left( a + \frac{d_{ph} - d_1}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) \cdot K \text{ (N)}$$

$$P_T = 0,08 \cdot P_R \text{ (N)}$$

Trong đó:

- $P_R$  là lực cán hướng kính
- $P_T$  là lực tiếp tuyến
- Giới hạn ứng suất chảy của ren:  $\sigma_{ch} = 300 \text{ Mpa}$
- Số đỉnh ren cán :  $K = \frac{l}{p} = \frac{80}{2} = 40$ 
  - L là chiều dài ren vít
  - P là bước ren
- Mô đun đàn hồi của kim loại:  $E = 210 \text{ Gpa} = 210 \cdot 10^3 \text{ Mpa}$
- Chiều rộng rãnh then:  $a = p - 2tg\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \frac{H}{4} = 1,5 \text{ mm}$

Từ đó ta có:

$$P_R = 3,5 \cdot \sqrt{\frac{300^3 \cdot 181,2}{2,1 \cdot 10^5 \cdot (181,2 + 14,268)}} \cdot 14,268 \cdot \left( 1,5 + \frac{15,1587 - 14,268}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) \cdot 40$$

$$= 55140 \text{ N}$$

$$P_T = 0,08 \cdot P_R = 0,08 \cdot 55140 = 4412 \text{ N}$$

### 3.2.3 Xác định momen trục cán cán và công suất động cơ điện

#### 3.2.3.1 Xác định vận tốc vòng quay và lượng chạy dao hướng kính

Dựa trên cơ sở lý thuyết trong tính toán cán ren theo bảng 4-156 và 4- (sách công nghệ chế tạo máy 1). Với vật liệu để chế tạo ren là CT35 thuộc cấp bền 5.6 và độ cứng 260HB, ứng suất chảy và ứng suất bền của mác thép trên lần lượt là:  $\sigma_{ch} = 300 \text{ Mpa}$ ,  $\sigma_b = 500 - 700 \text{ Mpa}$ . Ta có chế độ gia công như sau:

- Vận tốc cán:  $v = 34 \text{ m/ph}$
- Tốc độ vòng quay:  $n = 1000 \cdot V / \pi \cdot D = 1000 \cdot 34 / \pi \cdot 171,4 = 63,3 \text{ vg/ph}$
- Lượng chạy dao hướng kính:  $s = 0,1 \text{ mm/vg}$

Vật liệu gia công	Độ cứng HB	Thông số *	Ren				
			4x0,7	6x1	8x1,25	10x1,5	12x1,75
Thép xây dựng	260	v	25,1	37,7	50,3	62,8	47,1
		$l_0$	0,029	0,030	0,032	0,033	0,035
		$N_s$	0,89	1,91	3,18	4,76	4,49
		T	3540 (10700)	1615 (6460)	2190 (6000)	1390 (5000)	1110 (4440)
Thép chống gỉ		v	25,1	37,7	50,3	62,8	60,3
		$l_0$	0,029	0,030	0,032	0,033	0,043
		$N_s$	0,81	1,74	2,90	4,36	4,88
		T	8080 (10700)	3760 (7500)	5120 (6000)	3300 (5000)	2650 (5360)

**Bảng 4-152. Lượng chạy dao hướng kính khi cán ren bằng quá cán.**

Bước ren mm	Vật liệu phối cán					
	Hợp kim nhôm	Đồng đồng thau	Thép có $\sigma_b$ , MPa			
			400	500	700	900
Lượng chạy dao hướng kính S, mm/vòng phối.						
0,2 - 0,5	0,03	0,02 - 0,1	0,02-0,1	0,02-0,1	0,02-0,07	0,02
0,5 - 0,8	0,05	0,03-0,16	0,03-0,15	0,025-	0,02-0,07	0,02
1,0	0,085	0,06-0,15	0,06-0,15	0,12	0,035-0,09	0,025
1,5 - 1,75	0,1	0,08-0,17	0,08-0,17	0,06-0,1	0,05-0,12	0,035
2 - 3	0,1	0,1-0,2	0,1-0,25	0,08-0,15	0,05-0,17	0,045

**Hình 3.2.2: Lượng chạy dao hướng kính khi cán.**

Tính toán momen cán cần thiết:

$$M_c = \frac{P_T \cdot D_{ng}}{2} = \frac{4412 \cdot 181,2}{2} = 400000 \text{ (N.mm)}$$

Tính toán momen ma sát của trục cán:

$$M_{ms1} = 2 \cdot P_T \cdot \frac{r_{AB}^2}{D_{ng}} \cdot f = 2 \cdot 4412 \cdot \frac{72^2}{181,2} \cdot 0,08 = 20196 \text{ (N.mm)}$$

---

---

Trong đó:

- $P_T$  lực tiếp tuyến tác dụng lên
- $r_{AB}$  bán kính cổ trục cán sơ bộ tại A, B (lấy  $r_{AB} = 0,4D_{tb} = 68,6mm$ )
- $f$ , hệ số ma sát lăn tại điểm A,B

Tính Momen không tải:

$$M_0 = 0,1. (M_c + M_{ms1}) = 42020 (N. mm)$$

Tính momen ma sát giữa phôi và con lăn cán:

$$M_{ms2} = 0,03. M_c = 12000 (N. mm)$$

### 3.2.3.2 Tính công suất và chọn động cơ điện

Tính công suất trên trục cán:  $N = (N_1 + N_2)/\eta$ .

Công suất khi cán  $N_1$  :

$$N_1 = (M_c + M_0 + M_{ms1} + M_{ms2}). \frac{\omega t}{10^6} = 474216. \frac{6,63}{10^6} = 3,15 (Kw).$$

$$\omega t = \frac{\pi. n}{30} = \frac{\pi. 63,3}{30} = 6,63 \left( \frac{rad}{s} \right).$$

Trong đó:  $\omega t$  là vận tốc góc của trục cán.

Tính công suất chạy dao khi quy về trục cán.

$$N_2 = \frac{P_r + P_{ms}}{1000} \cdot w_s$$

Trong đó:

- $P_{ms}$  là lực cản ma sát khi duy chuyển trục cán

$$P_{ms} = 0,05. P_R = 0,05.55140 = 2757 (N)$$

- $w_s$  là tốc độ dịch chuyển trục cán.

$$w_s = \frac{S_d \cdot n}{60.1000} = \frac{0,1.66,3}{60.1000} = 1,1. 10^{-4}$$

Suy ra:

$$N_2 = \frac{55140 + 2757}{1000} \cdot 1,1. 10^{-4} = 6,4. 10^{-3} kw$$

Vậy ta có công suất trên trục cán là:

---

---

$$N = N_1 + N_2 = 3,156 \text{ Kw}$$

Chọn công suất và chọn động cơ điện:

$$N_{dc} = \frac{N}{\eta} = \frac{3,156}{0,73} = 4,48 \text{ Kw.}$$

Hiệu suất truyền động :

$$\eta = \eta_{bd} \cdot \eta_{bv} \cdot \eta_{cd} \cdot \eta_{ol}^6 = 0,96 \cdot 0,86 \cdot 0,88 \cdot 0,995^6 = 0,705$$

Chọn động cơ điện 4A112M4Y3 công suất 5,5 Kw, vận tốc quay 1440 v/p.

### 3.3 PHÂN PHỐI TỈ SỐ TRUYỀN

Tỷ số truyền động chung của máy:

$$i = \frac{n_{dc}}{n_{tc}} = \frac{1440}{63,3} = 22,75$$

Ta có:

$$i = i_d \cdot i_{bx} \cdot i_{ngt} \cdot i_{pl} = 1,3 \cdot 17,5 = 22,75$$

---

---

## CHƯƠNG 4: THIẾT KẾ KẾT CẤU MÁY

### 4.1 TÍNH CHỌN BỘ TRUYỀN ĐAI

#### 4.1.1 Thông số bộ truyền đai

- Kích thước tiết diện đai  $a \cdot h = 22.13,5$  (mm) theo bảng 5-11(2)
- Tiết diện:  $F = 158$  (mm<sup>2</sup>)
- Đường kính đai nhỏ  $D_1$  theo bảng 5-14 (2) lấy  $D_1 = 180$  mm
- Kiểm nghiệm vận tốc đai:

$$v = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot D_1}{1000 \cdot 60} = \frac{\pi \cdot 1440 \cdot 200}{1000 \cdot 60} = 15,08 \text{ m/s}$$

- Đường kính đai bánh lớn:

$$D_2 = i_{\text{đai}} \cdot D_1 \cdot (1 - \varepsilon) \text{ với đai hình thang thì } \varepsilon = 0,02$$

$$D_2 = 1,3 \cdot (1 - 0,02) \cdot 200 = 255 \text{ mm}$$

Lấy theo tiêu chuẩn  $D_2 = 260$  mm.

- Tính số vòng quay thực của trục bị dẫn:

$$n_2 = (1 - 0,02) \cdot n_1 \cdot \frac{D_1}{D_2} = 1086 \text{ vg/ph}$$

- Tỷ số truyền:

$$i_{\text{đai}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1440}{1086} = 1,32$$

Ta thấy độ chênh lệch khá nhỏ so với yêu cầu.

- Chọn sơ bộ khoảng cách trục A theo công thức 5-19 (2)

$$0,05 \cdot (D_1 + D_2) + h \leq A \leq 2 \cdot (D_1 + D_2)$$

Lấy  $A = 600$  mm.

- Tính chiều dài đai theo L:

$$L = 2A + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4A}$$

$$L = 2 \cdot 600 + \frac{\pi}{2} \cdot (200 + 260) + \frac{(200 + 260)^2}{4 \cdot 600} = 2010,7 \text{ mm}$$

---

---

Lấy theo tiêu chuẩn bảng 5-12:  $L = 2010,7 \text{ mm}$

- Tính chính xác khoảng cách trục A theo L.

$$A = \frac{2 \cdot L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{((2L - \pi(D_2 + D_1))^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2)}}{8}$$

$$A = \frac{2 \cdot 2010,7 - \pi \cdot 460 + \sqrt{(2 \cdot 2010,7 - \pi \cdot 460)^2 - 8 \cdot 60^2}}{8} = 643,4 \text{ mm}$$

- Khoảng cách nhỏ nhất cần thiết để mắc đai:

$$A_{min} = A - 0,015 \cdot L = 613,3 \text{ mm}$$

- Khoảng cách lớn nhất để tạo lực căng:

$$A_{max} = A + 0,03 \cdot L = 703,7 \text{ mm}$$

- Tính góc ôm:

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} \cdot 57^\circ = 174,7^\circ \text{ (thỏa mãn điều kiện } \alpha \geq 120^\circ \text{)}.$$

- Xác định số đai z cần thiết:

$$z \geq \frac{K_d \cdot P_l}{(P_0) \cdot C_a \cdot C_l \cdot C_u \cdot C_z} = \frac{1,25 \cdot 5,5}{3,38 \cdot 1,0 \cdot 0,95 \cdot 1,08 \cdot 0,95} \geq 2$$

Lấy  $z = 3$

Với:

- Hệ số ảnh hưởng không đều tải trọng:  $C_z = 0,95$
- Hệ số hệ số:  $C_l = 0,95$
- Hệ số ảnh hưởng của tỉ số truyền:  $C_u = 1,08$
- Hệ số ảnh hưởng góc ôm:  $C_\alpha = 1$
- Hệ số ảnh hưởng vận tốc:  $C_v = 1$
- Tốc độ của băng tải:  $v = \frac{1440 \cdot \pi \cdot 200}{60 \cdot 1000} = 15,08 \text{ m/s}$
- Ứng suất có ích cho phép:  $[P_0] = 3,38$
- Hệ số tải trọng động:  $K_d = 1,25$

#### 4.1.2 Tính lực tác dụng lên bộ truyền đai

- Lực căn ban đầu  $S_0$ :

$$S_0 = \sigma_0 \cdot F = 1,21 \cdot 138 = 170 \text{ N}$$

– Lực tác dụng lên trục:

$$F_r = 3 \cdot S_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 1529 \text{ N}$$

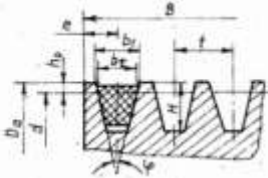
Trong đó:

- Ứng suất căn ban đầu:  $S_0 = 1,21 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
- Diện tích tiết diện 1 đai:  $F = 158 \text{ mm}^2$ .

– Chiều rộng bánh đai B:

$$B = (Z - 1) \cdot t + 2e = (3 - 1) \cdot 19 + 2 \cdot 12,5 = 63 \text{ mm}$$

Với t, e tra bảng (10-3[2])/257



Kí hiệu tiết diện đai	H	ha	t	e	$\varphi = 34^\circ$		$\varphi = 36^\circ$		$\varphi = 38^\circ$		$\varphi = 40^\circ$	
					d	b <sub>1</sub>	d	b <sub>1</sub>	d	b <sub>1</sub>	d	b <sub>1</sub>
O	10	2,5	12	8	63 ... 71	10	80... 100	10,1	112 ... 160	10,2	≥ 180	10,3
A	12,5	3,3	15	10	90 ... 112	13,1	125... 160	13,3	180 ... 400	13,4	≥ 450	13,5
B	16	4,2	19	12,5	125 ... 160	17	180... 224	17,2	250 ... 500	17,4	≥ 560	17,6
B	21	5,7	25,5	17	200	22,7	224... 315	22,9	355 ... 630	23,1	≥ 710	23,3
YO	12,5	2,5	12	8	63 ... 80	10	-	-	> 80	10,2	-	-
YA	16	3	15	10	90 ... 112	12,8	-	-	>112	13,1	-	-
YB	21	4	19	12,5	140 ... 180	16,4	-	-	>180	16,7	-	-
YB	24	5	26	17	224 ... 315	22	-	-	>315	22,4	-	-

Hình 4.1.1: Bảng kích thước tiêu chuẩn bộ truyền đai.

## 4.2 TÍNH HỢP GIẢM TỐC TRỤC VÍT BÁNH VÍT

### 4.2.1 Tính trục vít và bánh vít

Thiết kế bộ truyền trục vít bánh vít bánh răng theo các số liệu sau: công suất trên trục vít  $N_i = \eta_d \cdot N_{dc} = 0,96 \cdot 5,5 = 5,28 \text{ kw}$ ; tốc độ vòng quay trong phút của trục vít là 1086 vòng/ph; tốc độ vòng quay của bánh vít là 63,3 vòng/ph; Bộ truyền quay 2 chiều, tải trọng thay đổi không đáng kể, máy cán ren làm việc trong 5 năm trước khi bắt đầu thay thế, mỗi năm 300 ngày, mỗi ngày 6 giờ. Sai số về vận tốc không quá 3%.

a) Giả thiết vận tốc trượt  $v_t > 5 \text{ m/s}$ , chọn vật liệu chế tạo bánh vít là đồng thanh thiếc đúc bằng khuôn cát, vật liệu trục vít là thép 45 tôi bề mặt có độ rắn HRC 45 – 50.

b) Định ứng suất cho phép của răng bánh vít theo bảng 4-4.

$$[\sigma]_{tx} = 160 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}; [\sigma]_{ou} = 50 \text{ N/mm}^2$$

Chu kì làm việc của bánh vít theo công thức (4-5) và (4-8)[2]:

$$N = 60 \cdot n \cdot T = 60 \cdot 60,45 \cdot 300 \cdot 6 = 3,27 \cdot 10^7.$$

$$k'_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{td}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{3,27 \cdot 10^7}} = 0,862$$

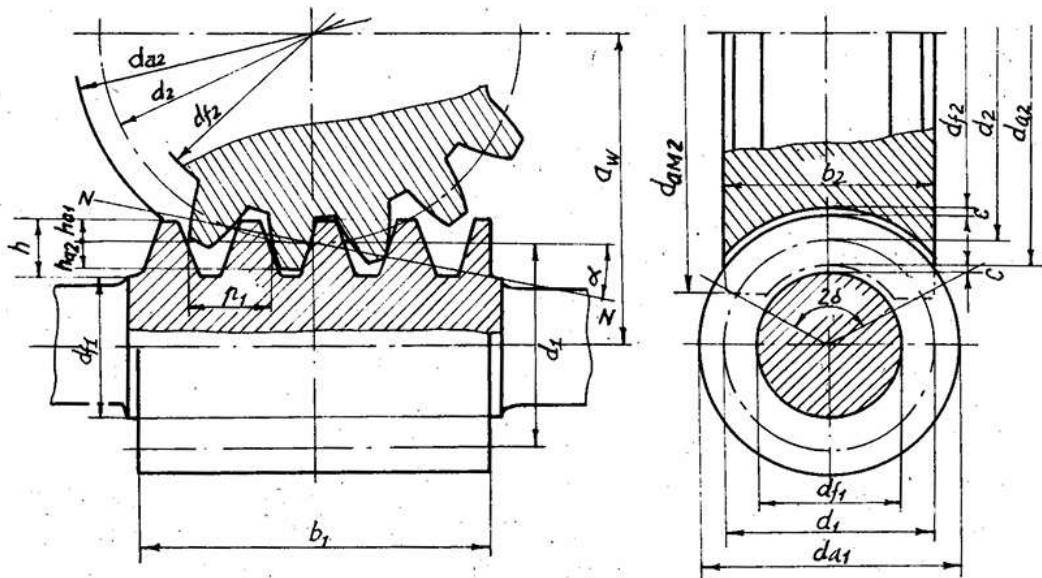
$$k''_N = \sqrt[8]{\frac{10^6}{N_{td}}} = \sqrt[8]{\frac{10^6}{3,27 \cdot 10^7}} = 0,647$$

- Chu kì làm việc của bánh vít: N
- Hệ số chu kì ứng suất tiếp xúc:  $k'_N$
- Hệ số chu kì ứng suất uốn:  $k''_N$

Từ bảng 4-4 tra các trị số ứng suất tiếp xúc cho phép và ứng suất uốn cho phép rồi nhân với các trị số  $k'_N$  và  $k''_N$  tương ứng, ta có:

$$[\sigma]_{tx} = 160 \cdot 0,862 = 137,9 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma]_{ou} = 50 \cdot 0,643 = 32,35 \text{ N/mm}^2$$



**Hình 4.2.1:** Kích thước bộ truyền trục vít bánh vít.

c) Tính tỉ số truyền  $i$  và chọn số mỗi ren và răng của trục vít bánh vít:

$$i = \frac{n_{tv}}{n_{bv}} = \frac{1086}{63,3} = 17,98$$

Chọn số mỗi ren trục vít:  $Z_1 = 2$

---

---

Chọn số răng cho bánh vít:  $Z_2 = i \cdot Z_1 = 2.17,98 = 35,96$ .

Lấy  $Z_2 = 36$

Tính lại tỉ số truyền:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{36}{2} = 18$$

Số vòng quay thực trên phút của bánh vít so với yêu cầu:

$$n_2 = \frac{1086}{18} = 60,4 \text{ vg/ph}$$

Sai số về vòng quay của bánh vít so với yêu cầu:

$$\Delta n = \frac{63,3 - 60,4}{61} = 4,754 \%$$

Sai số này vẫn nằm trong phạm vi cho phép (3-5%).

d) Sơ bộ chọn trị số hiệu suất  $\eta$  và hệ số tải trọng  $K$ .

Với  $Z_2 = 2$ , chọn sơ bộ  $\eta = 0,89$ .

Công suất trên bánh vít:

$$N_2 = \eta \cdot N_1 = 0,89.5,28 = 4,7 \text{ kw}$$

Định sơ bộ  $K = 1,1$  (giả thiết  $v_2 < 3 \text{ m/s}$ )

e) Định mô đun  $m$  và hệ số đường kính  $q$ :

Theo công thức (4-9)

$$m^3 \sqrt{q} \geq \sqrt[3]{\left(\frac{1,45 \cdot 10^6}{(\sigma)_{tx} \cdot Z_2}\right)^2 \cdot K \cdot \frac{N_2}{2 \cdot n_2}}$$

$$m^3 \sqrt{q} \geq \sqrt[3]{\left(\frac{1,45 \cdot 10^6}{250.36}\right)^2 \cdot 1,1 \cdot \frac{4,7}{2.60,4}} = 10,36$$

Theo bảng (4-6) lấy  $m = 5$ ,  $q = 12$  có  $m^3 \sqrt{q} = 11,44$

f) Kiểm nghiệm vận tốc trượt, hiệu suất và hệ số tải trọng

Vận tốc trượt [ công thức (4-11)].

$$v_t = \frac{m \cdot n_1}{19100} \cdot \sqrt{Z_1^2 + q^2} = \frac{5 \cdot 1086}{19100} \cdot \sqrt{2^2 + 12^2} = 3,5 \text{ m/s}$$

Phù hợp với dự đoán khi chọn vật liệu bánh vít.

Để tính hiệu suất, theo bảng 4-8 lấy hệ số ma sát  $f = 0,03$ , do đó  $\rho = 1^\circ 35'$ .

Theo bảng 4-7 tìm được góc vít với  $Z_1 = 2$  và  $q = 12$  thì  $\lambda = 9^\circ 28'$

Hiệu suất với công thức (4-12) ta có:

$$\eta = 0,96 \cdot \frac{\tan(9^\circ 28')}{\tan(9^\circ 28' + 1^\circ 30')} = 0,86$$

Trị số hiệu suất tìm được không chênh lệch nhiều so với dự đoán, do đó không cần tính lại công suất trên bánh vít  $N_2$ .

Vận tốc vòng của bánh vít với công thức 4-15:

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot m \cdot Z_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 5 \cdot 36 \cdot 61}{60 \cdot 1000} = 0,58 \text{ m/s}$$

Vì tải trọng không thay đổi và như giả thiết ở trên  $v_2 < 3 \text{ m/s}$ . Do đó phù hợp với dự đoán với công thức sau:

$$K = K_{tt} \cdot K_d = 1,1,1$$

g) Kiểm nghiệm ứng suất uốn của răng bánh vít với công thức 4-16 và bảng 4-7.

$$Z_{td} = \frac{Z_2}{(\cos \lambda)^3} = \frac{36}{(\cos 9^\circ 28'')^3} = 38$$

Tiến hành kiểm nghiệm ứng suất uốn sinh ra tại chân răng bánh vít theo công thức sau:

$$\sigma_u = \frac{15 \cdot 10^6 \cdot K \cdot N_2}{m^3 \cdot Z_2 \cdot y \cdot q \cdot n_2} = \frac{15 \cdot 10^6 \cdot 1,1 \cdot 1,5,31}{5^3 \cdot 36 \cdot 0,472 \cdot 12 \cdot 61} = 28,2 < [\sigma]_u$$

Với:  $[\sigma]_u = 0,25 \cdot \sigma_{ch} + 0,08 \cdot \sigma_{bk} = 0,25 \cdot 170 + 0,08 \cdot 290 = 65,7 \text{ N/mm}^2$

h) Định các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền (bảng 4-3)

- Mô đun:  $m = 5 \text{ mm}$ .
- Số môi ren của trục vít và bánh vít:  $Z_1 = 2$ ;  $Z_2 = 36$ .
- Hệ số đường kính:  $q = 12$
- Góc ăn khớp:  $\alpha = 20^\circ$ .
- Góc vít:  $\lambda = 9^\circ 28'$
- Khoảng cách trục:  $A = 0,5 \cdot m \cdot (q + Z_2 + 2\varepsilon) = 0,5 \cdot 5 \cdot (12 + 36) = 120 \text{ mm}$

---

---

Vì không yêu cầu lấy khoảng cách trục A theo tiêu chuẩn nên không dùng dịch chỉnh ( $\varepsilon = 0$ ).

- Đường kính vòng chia vòng lăn của trục vít:

$$d_{e1} = q \cdot m = 12.5 = 60 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng đỉnh trục vít:

$$D_{e1} = d_{e1} + 2f \cdot m_0 = 60 + 2.1.6 = 72 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng chân ren của trục vít (lấy  $c = 0,3$ ):

$$D_{i1} = d_{e1} - 2 \cdot f_0 \cdot m - 2 \cdot c_0 \cdot m = 60 - 12 - 3 = 45 \text{ mm}$$

- Chiều dài phần có ren của trục vít (bảng 4-2):

$$L \geq (11 + 0,06 \cdot Z_2) \cdot m = (11 + 0,06 \cdot 36) \cdot 5 = 65,8 \text{ mm}, \text{ chọn } L = 70 \text{ mm}$$

- Để tránh mất cân bằng cho trục vít, chọn chiều dài L bằng một số nguyên lần bước dọc vít.

$$x = \frac{L}{t_a} = \frac{70}{\pi \cdot m} = \frac{70}{\pi \cdot 5} = 4,46$$

- Cho nên lấy tròn  $x = 4$  và xác định chính xác:

$$L = x \cdot \pi \cdot m = 4 \cdot \pi \cdot 5 = 63 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng chia (vòng lăn) của bánh vít:

$$d_{e2} = d_2 = 36.5 = 180 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng đỉnh của bánh vít:

$$D_{e2} = (Z_2 + 2 \cdot f_0 + 2 \cdot \varepsilon) \cdot m = (36 + 2.1 + 2.0) \cdot 5 = 190 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng đáy bánh vít:

$$D_{f2} = (Z_2 + 2,4 + 2 \cdot \varepsilon) \cdot m = (36 - 2,4 + 2.0) \cdot 5 = 168$$

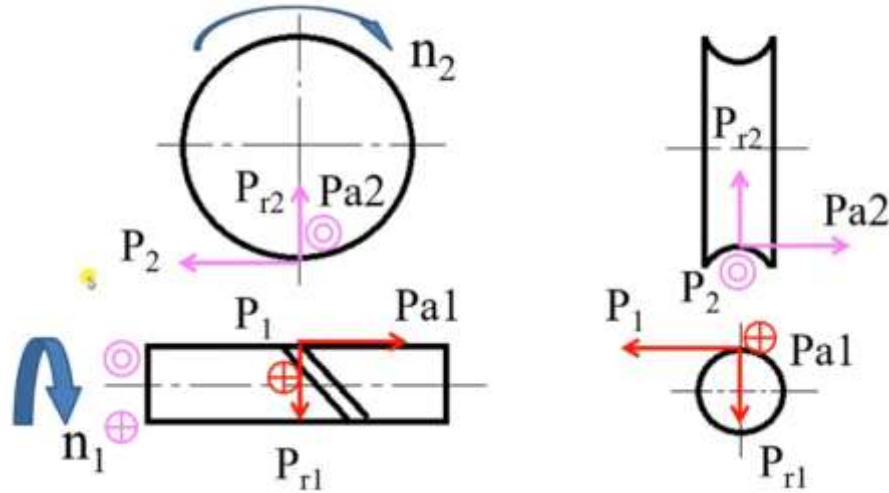
- Đường kính ngoài cùng của bánh vít (công thức 4-1):

$$D_n = D_{e2} + 1,5 \cdot m = 190 + 1,5 \cdot 5 = 197,5 \text{ mm}$$

- Chiều rộng bánh vít (công thức 4-2):

$$B = 0,75 \cdot D_{e1} = 46,5 \text{ mm}$$

i) Tính lực tác dụng



Hình 4.2.2: Biểu diễn lực tác động lên trục vít bánh vít.

Lực vòng  $P_1$  lên trục vít có trị số bằng lực dọc trục  $P_{a2}$  trên bánh vít [công thức (4-23)]

$$P_1 = P_{a2} = \frac{2 \cdot M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot \frac{M}{i_{cd} \cdot i_{tbv} \cdot \eta_{cd} \cdot \eta_{tbv}}}{60} = \frac{2 \cdot \frac{474216}{1.18 \cdot 0,88 \cdot 0,86}}{60} = 1121 \text{ N}$$

Lực vòng  $P_2$  lên trục vít có trị số bằng lực dọc trục  $P_{a1}$  trên bánh vít [công thức (4-23)]

$$P_2 = P_{a1} = \frac{2 \cdot M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot \frac{M}{i_{cd} \cdot \eta_{cd}}}{180} = \frac{2 \cdot \frac{474216}{1,0,88}}{180} = 5988 \text{ N}$$

Lực hướng tâm  $P_{r1}$  trên trục vít có trị số bằng lực hướng tâm  $P_{r2}$  trên bánh vít

$$P_{r1} = P_{r2} = P_2 \cdot \tan \alpha = 5988 \cdot \tan 20 = 2354 \text{ N}$$

Trong các công thức trên  $M_1$  – Mô men xoắn trên trục vít ;  $M_2$ - mô men xoắn trên bánh vít:

$$M_2 = M_1 \cdot i \cdot \eta$$

### 4.3 TÍNH, KIỂM TRA BỀN TRỤC

#### 4.3.1 Tính và kiểm nghiệm trục

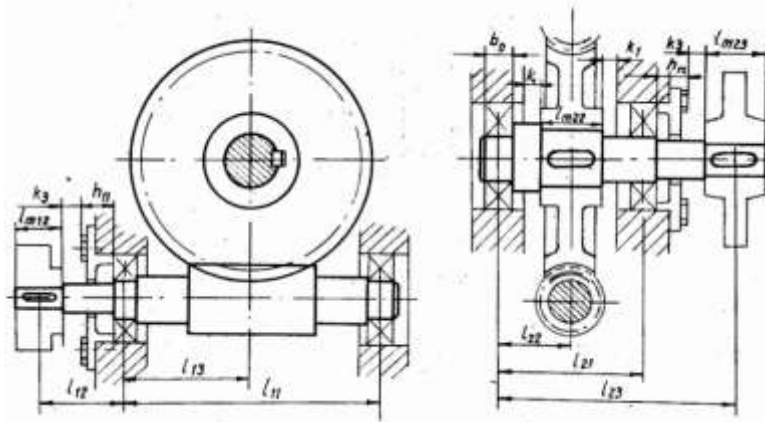
##### 4.3.1.1 Trục 1

a) Xác định đường kính sơ bộ trục 1:

Tính đường kính sơ bộ của các trục theo công thức (7-2);

$$d1 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{x1}}{0,2 \cdot [\tau]_x}} = \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{M}{i_{bv}}\right)}{0,2 \cdot [\tau]_x}} = \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{474216}{18}\right)}{0,2 \cdot 15}} = 20,63 \text{ mm}$$

Lấy  $d1 = 30 \text{ mm}$



**Hình 4.3.1:** Khoảng cách trong trục.

Hộp giảm tốc trục vít - bánh vít, h.10.11	I (trục vít)	$l_{12} = -l_{c12}$ ; $l_{11} = (0,9 \dots 1)d_{aM2}$ ; $l_{13} = l_{11}/2$ ; với $d_{aM2}$ - đường kính ngoài của bánh vít .
	II	$l_{22} = 0,5(l_{m22} + b_o) + k_1 + k_2$ ; $l_{21} = 2l_{22}$ ; $l_{23} = l_{22} + l_{c23}$ ;

**Hình 4.3.2:** Bảng so kích thước của trục.

Vì cần có khớp nối 2 trục vít bánh vít nên cần tính lực từ khớp nối tác dụng lên trục:

$$F_y = 0,25 \cdot 2 \cdot \frac{T_1}{D_t} = \frac{0,25 \cdot 2 \cdot \frac{M}{i_{bv}}}{65} = 0,5 \cdot \frac{26346}{65} = 203 \text{ N}$$

b) Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực

- Chiều dài mayor bánh đai:

$$L_{m12} = 65 \text{ mm}$$

- Khoảng cách từ bánh đai đến ổ trục:

$$L_{12} \geq 0,5(L_{m12} + b_{01}) + k_3 + h_n = 0,5(65 + 19) + 20 + 20 = 82\text{mm}. \text{ Lấy } L_{12} = 95 \text{ mm}$$

– Khoảng cách từ khớp nối đến ổ trục:

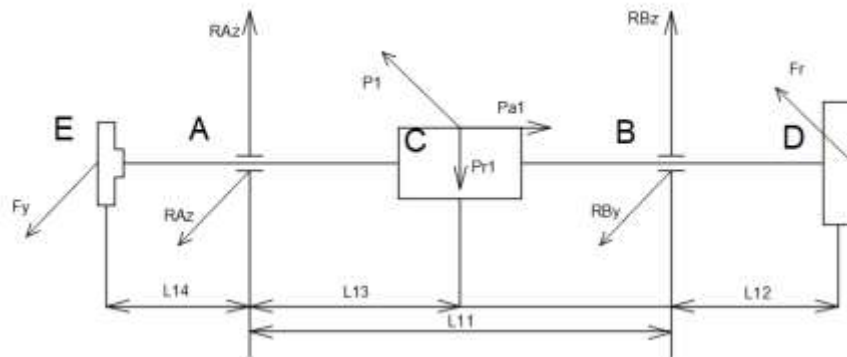
$$L_{14} = 82 \text{ mm}$$

– Khoảng cách giữa 2 ổ trục là:

$$L_{11} = (0,9 \dots 1,3) \cdot d_{aM2} = 1 \cdot d_{aM2} = 256 \text{ mm}$$

– Khoảng cách giữa trục vít và ổ lăn:

$$L_{13} = \frac{L_{11}}{2} = 128 \text{ mm}$$



Trong đó :

- Hệ số tính chọn ổ lăn  $b_0$  tra bảng 10-2[2]
- Hệ số  $k_1, k_2, k_3, h_n$  tra bảng 10-3[2]
- $d_{e1}$  là đường kính ngoài của bánh vít.

c) Xác định phản lực tại các gối đỡ A, B:

$$\sum M_{Ay} = 0 \rightarrow -P_{r1} \cdot 128 + R_{Bz} \cdot 256 - P_{a1} \cdot d_{e1}/2$$

$$\sum M_{Ay} = 0 \rightarrow -2354 \cdot 128 + R_{Bz} \cdot 256 - \frac{5988 \cdot 60}{2}$$

$$\sum Z = 0 \rightarrow R_{Az} + R_{Bz} - P_{r1} = 0$$

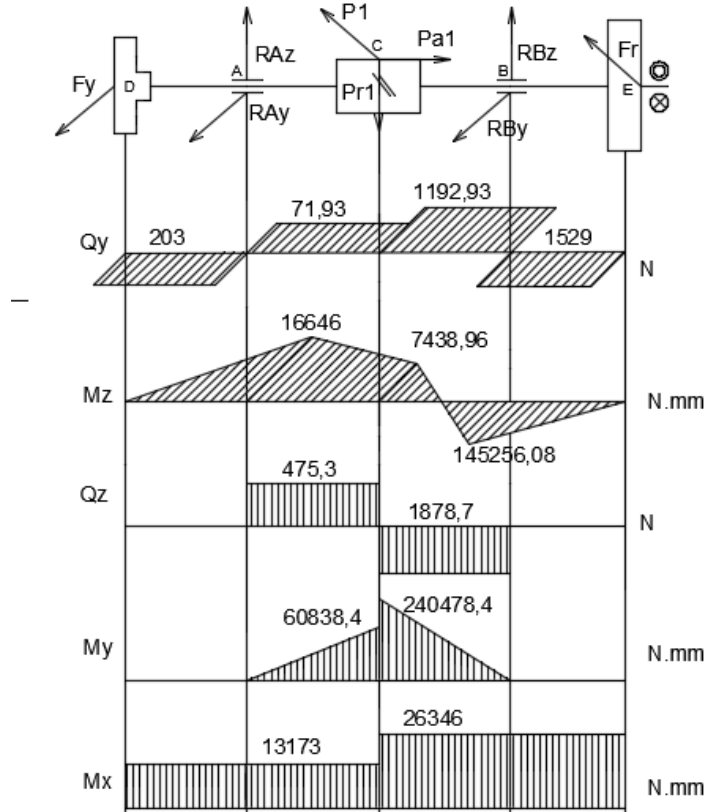
Vậy ta có:  $R_{Bz} = 1878,7 \text{ N}$ ,  $R_{Az} = 475,3 \text{ N}$

$$\sum M_{Az} = 0 \rightarrow -P_1 \cdot 128 - F_R \cdot (256 + 95) + R_{By} \cdot 256 - F_y \cdot 82 = 0$$

$$\sum M_{Az} = 0 \rightarrow -1121.128 - 1529.351 + R_{By}.256 - 203.82 = 0$$

$$\sum Y = 0 \rightarrow R_{Ay} + R_{By} - P_1 - F_r + F_y = 0$$

Vậy ta có:  $R_{By} = 2721,93 \text{ N}$ ,  $R_{Ay} = -274,93 \text{ N}$



**Hình 4.3.3:** Sơ đồ momen trục vít.

d) Xác định đường kính các các đoạn trục 2

Mô men tương đương tại các tiết diện trục 2 theo công thức ta có là:

$$M_{td} = \sqrt{(M_z)^2 + (M_y)^2 + 0,75.T^2}$$

Vậy momen tương đương tại tiết diện điểm D là:

$$M_{tdD} = \sqrt{0,75.T^2} = \sqrt{0,75.13173^2} = 11408 \text{ N.mm}$$

Vậy momen tương đương tại tiết diện điểm A là:

$$M_{tdA} = \sqrt{(M_{Az})^2 + 0,75.T^2} = \sqrt{16646^2 + 0,75.13173^2} = 20180 \text{ N.mm}$$

Mô men tương đương tại tiết diện điểm C là:

$$M_{tdC} = \sqrt{(M_{Cz})^2 + (M_{Cy})^2 + 0,75 \cdot T^2} = \sqrt{7439^2 + 240478,4^2 + 0,75 \cdot 26346^2}$$

$$= 241672 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Vậy momen tương đương tại tiết diện điểm B là:

$$M_{tdB} = \sqrt{(M_{Bz})^2 + (M_{By})^2 + 0,75 \cdot T^2} = \sqrt{145256,08^2 + 0,75 \cdot 26346^2}$$

$$= 147037 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Vậy momen tương đương tại tiết diện điểm E là:

$$M_{tdD} = \sqrt{(M_{Ez})^2 + (M_{Ey})^2 + 0,75 \cdot T^2} = \sqrt{0,75 \cdot 26346^2} = 22816 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

e) Tính đường kính tiết diện của trục tại các điểm:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}}$$

Đường kính trục tại điểm D và E:

$$d_D = d_E = \sqrt[3]{\frac{22816}{0,1 \cdot 63}} = 15,4 \text{ mm}, \text{ lấy } d_D = d_E = 30 \text{ mm}$$

Đường kính trục tại tiết diện điểm A:

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{20180}{0,1 \cdot 63}} = 14,7 \text{ mm}, \text{ lấy } d_{Amin} = D_{i1} = 40 \text{ mm}$$

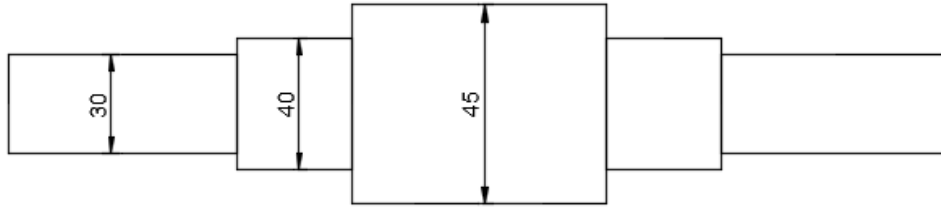
Đường kính trục tại tiết diện điểm C:

$$d_C = \sqrt[3]{\frac{241672}{0,1 \cdot 63}} = 33,73 \text{ mm}, \text{ lấy } d_{Cmin} = D_{i1} = 45 \text{ mm}$$

Đường kính trục tại tiết diện điểm B :

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{147037}{0,1 \cdot 63}} = 28,6 \text{ mm}, \text{ lấy } d_B = 40 \text{ mm}$$

Trong đó  $[\sigma]$  là giới hạn bền tra tại bảng (10 – 3)[3].



**Hình 4.3.4:** kích thước đường kính thiết diện trục vít.

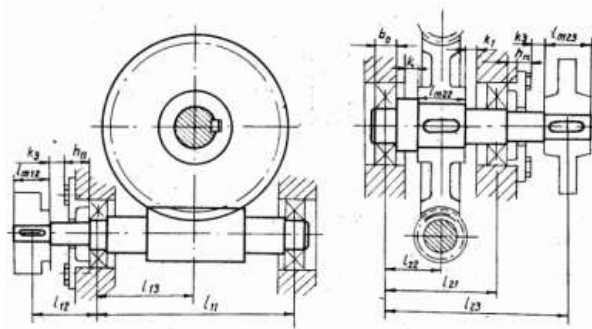
### 4.3.1.2 Trục 2

#### a) Xác định đường kính sơ bộ trục

Tính đường kính sơ bộ của các trục theo công thức (7-2);

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{x2}}{0,2 \cdot [\tau]_x}} = \sqrt[3]{\frac{0,5 \cdot M}{0,2 \cdot [\tau]_x}} = \sqrt[3]{\frac{0,5 \cdot 474216}{0,2 \cdot 17}} = 41,16 \text{ mm}$$

Lấy  $d_2 = 40 \text{ mm}$



Hộp giảm tốc trục vít - bánh vít, h.10.11	I (trục vít)	$l_{12} = -l_{c12} ; l_{11} = (0,9 \dots 1)d_{aM2} ;$ $l_{13} = l_{11}/2 ;$ với $d_{aM2}$ - đường kính ngoài của bánh vít.
	II	$l_{22} = 0,5(l_{m22} + b_0) + k_1 + k_2 ;$ $l_{21} = 2l_{22} ;$ $l_{23} = l_{22} + l_{c23} ;$

Vì cần có khớp nối các đăng bánh vít nên cần tính lực từ khớp nối tác dụng lên trục:

$$F_y = (0,2 \div 0,3) \cdot 2 \cdot \frac{T_2}{D_0} = 0,25 \cdot 2 \cdot \frac{474216}{120} = 1976 \text{ N}$$

Với  $D_0$  tra bảng 16-4/61[3] tập 2

[T] N.m		d		D	D <sub>s</sub>	L	d <sub>s</sub>	Z	GD <sup>2</sup> (N.m <sup>2</sup> )
Đĩa thép	Đĩa gang	Dây 1	Dây 2						
16	8,0	16;18	12;14	80	60	60	9	4	0,027
31,5	16,0	16;18; 20;22	19	90	65	80	9	4	0,029
63,0	31,5	20;22; 24;28	24	100	75	100	9	4	0,08
125,0	63,0	25;28; 32	30;35	110	80	120	9	4	0,18
250,0	125	32;40; 45	35;38; 42	140	110	160	11	4	0,39
400	200	35 40;45 50	38 42 48	150 150	115 115	170 230	11 11	4 4	0,39 1,06
630	315	50;55; 60	56	170	120	170	13	4	2,07
1000	500	50;55; 56	56	180	145	170	13	4	2,17

**Hình 4.3.5:** Kích thước khớp các đặng.

b) Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực

– Chiều dài mayor bánh vít:

$$L_{m22} = (1,2 \div 1,8) \cdot d_2 = 78 \text{ mm}$$

– Chiều dài mayor của đầu khớp các đặng:

$$\text{Lấy } L_{mcd} = 90 \text{ mm}$$

– Khoảng cách từ bánh vít đến ổ trục:

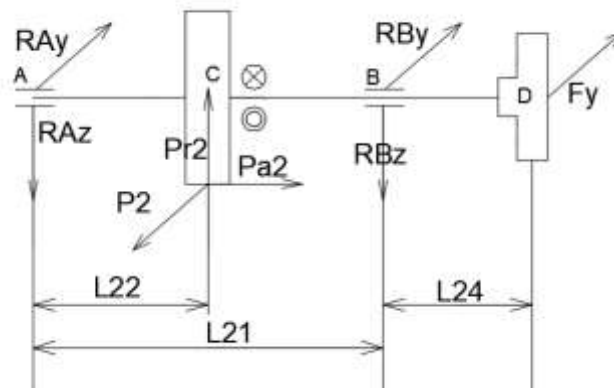
$$L_{22} = 0,5(L_{m22} + b_0) + k_1 + k_2 = 0,5(78 + 33) + 16 + 16 = 88 \text{ mm}$$

– Khoảng cách giữa 2 ổ trục là:

$$L_{21} = 2 \cdot L_{22} = 2 \cdot 88 = 176 \text{ mm}$$

– Khoảng cách giữa ổ lăn đến khớp nối:

$$L_{24} = 0,5 \cdot (L_{mcd} + b_0) + k_3 + h_n = 0,5 \cdot (90 + 33) + 17 + 17 = 96 \text{ mm}$$



---

---

Trong đó :

- Hệ số tính chọn ổ lăn  $b_0$  tra bảng 10-2[2]
- Hệ số  $k_1, k_2, k_3, h_n$  tra bảng 10-3[2]
- $d_{e2}$  là đường kính chia của bánh vít. Với  $d_{e2} = 180$  mm

c) Xác định phản lực tại các gối đỡ A,B:

$$\sum M_{Ay} = 0 \rightarrow P_{r2} \cdot 88 - R_{Bz} \cdot 176 + P_{a2} \cdot d_{e2} / 2$$

$$\sum M_{Ay} = 0 \rightarrow -2354.88 + R_{Bz} \cdot 176 - \frac{1121.180}{2}$$

$$\sum Z = 0 \rightarrow R_{Az} + R_{Bz} - P_{r2} = 0$$

Vậy ta có:  $R_{Bz} = 1750,2$  N ,  $R_{Az} = 603,8$  N

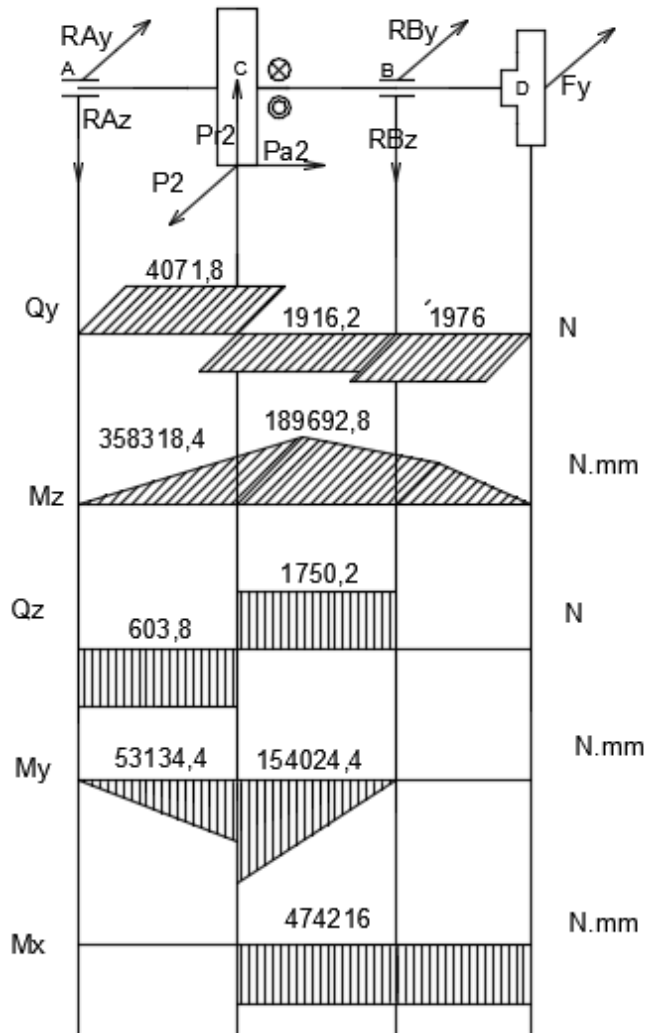
$$\sum M_{Az} = 0 \rightarrow -P_2 \cdot 88 + R_{By} \cdot (176) + F_y \cdot (176 + 96) = 0$$

$$\sum M_{Az} = 0 \rightarrow -5988.88 + R_{By} \cdot 176 + 1976.272 = 0$$

$$\sum Y = 0 \rightarrow R_{Ay} + R_{By} - P_2 + F_y = 0$$

Vậy ta có:  $R_{By} = -59,8$  N ,  $R_{Ay} = 4071,8$  N

Dựa vào các lực đã được phân tích như trên. Ta thiết lập biểu đồ momen nhằm tính ra mô men tương đương và tiếp tục tính lại đường kính chính xác tại mỗi thiết diện trục. Với các công thức tính như ta tính ở trục 2. Trục bánh vít có  $\sigma_b = 850$  Mpa.



**Hình 4.3.6:** Sơ đồ momen trục bánh vít.

d) Xác định đường kính các các đoạn trục 2

Mô men tương đương tại các tiết diện trục 2 theo công thức ta có là:

$$M_{td} = \sqrt{(M_z)^2 + (M_y)^2 + 0,75 \cdot T^2}$$

Vậy momen tương đương tại tiết diện điểm A là:

$$M_{tdA} = 0$$

Vậy momen tương đương tại tiết diện điểm C là:

$$M_{tdc} = \sqrt{(M_{Cz})^2 + (M_{Cy})^2 + 0,75 \cdot T^2} = \sqrt{358318,4^2 + 154024^2 + 0,75 \cdot 474216^2} = 566371 \text{ N.mm}$$

---

---

Vậy momen tương đương tại tiết diện điểm B là:

$$M_{tdB} = \sqrt[2]{(M_{Bz})^2 + (M_{By})^2 + 0,75 \cdot T^2} = \sqrt[2]{189692,8^2 + 0^2 + 0,75 \cdot 474216^2} \\ = 452376 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Vậy momen tương đương tại tiết diện điểm D là:

$$M_{tdD} = \sqrt[2]{(M_{Dz})^2 + (M_{Dy})^2 + 0,75 \cdot T^2} = \sqrt[2]{0,75 \cdot 237108^2} = 205346 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

e) Tính đường kính tiết diện của trục tại các điểm (vì có 2 hộp giảm tốc sẽ phân chia momen từ trục vít bánh vít) nên theo nguyên lý phân chia và bảo toàn momen trên trục bánh vít nên ta có công thức sau

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{td} \cdot 0,5}{0,1 \cdot [\sigma]}}$$

Đường kính trục tại điểm A:

$$\text{lấy } d_A = 50 \text{ mm}$$

Đường kính trục tại tiết diện điểm C:

$$d_C = \sqrt[3]{\frac{566371}{0,1 \cdot 63}} = 44,8 \text{ mm}, \text{ lấy } d_C = 50 \text{ mm}$$

Đường kính trục tại tiết diện điểm B:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{452376}{0,1 \cdot 63}} = 41,6 \text{ mm}, \text{ lấy } d_B = 45 \text{ mm}$$

Đường kính trục tại tiết diện điểm D :

$$d_D = \sqrt[3]{\frac{474216}{0,1 \cdot 63}} = 40,2 \text{ mm}, \text{ lấy } d_D = 42 \text{ mm}$$

Trong đó  $[\sigma]$  là giới hạn bền tra tại bảng (10 – 3)[3].

f) Kiểm nghiệm độ bền mỏi

Dựa vào biểu đồ momen trục 1, ta kiểm nghiệm tiết diện điểm C là tiết diện nguy hiểm tại trục bánh vít.

Theo công thức (10-19)[3], ta có:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s]$$

Trong đó:

- Hệ số an toàn chỉ xét riêng đến ứng suất pháp -  $s_\sigma$
- Hệ số an toàn chỉ xét riêng đến ứng suất tiếp -  $s_\tau$
- Hệ số an toàn cho phép  $[s] = 1,5 \dots 2,5$ .

Theo công thức 10-20[30], 10-21[3] ta có;

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma d} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau d} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}$$

Với  $\sigma_{-1}, \tau_{-1}$ : Giới hạn mỏi uốn và mỏi xoắn ứng với chu kỳ đối xứng

Trục bằng thép 45 có  $\sigma_b = 700 \text{ Mpa}$ . Do đó;

$$\sigma_{-1} = 0,436 \cdot \sigma_b = 0,436 \cdot 700 = 305,2 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 305,2 = 177 \text{ Mpa}$$

- Biên độ ứng suất pháp và ứng suất tiếp lần lượt là:  $\sigma_a, \tau_a$
- Trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp lần lượt là:  $\sigma_m, \tau_m$

Do trục quay, theo công thức 10.22[3] ta có:

$$\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M}{W}, \sigma_m = 0$$

Theo bảng 10.6[3] ta có :

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2 \cdot d} = 10460 \text{ mm}^3$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2 \cdot d} = 22732 \text{ mm}^3$$

Theo bảng 9.1[3] với  $d_c = 50 \text{ mm}$ , ta tra được then có  $t_1 = 7,5$ ;  $b = 20$ ; :

$$W_1 = \frac{\pi \cdot 50^3}{32} - \frac{20 \cdot 7,5 \cdot (50 - 7,5)^2}{2 \cdot 50} = 9563 \text{ mm}^3$$

$$W_{10} = \frac{\pi \cdot 50^3}{16} - \frac{20 \cdot 7,5 \cdot (50 - 7,5)^2}{2 \cdot 50} = 21834 \text{ mm}^3$$

---

---

Tại tiết diện trục lắp ổ lăn có  $d = 45\text{mm}$  :

$$W_2 = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 8946 \text{ mm}^3$$

$$W_{20} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 17892 \text{ mm}^3$$

Do đó ta có:

$$\sigma_{a1} = \frac{M_1}{W_1} = \frac{390020}{9563} = 40,8$$

$$\sigma_{a2} = \frac{M_2}{W_2} = \frac{189693}{8946} = 21,2$$

Trục quay 1 chiều ứng suất thay đổi theo chu kì mạch động:

$$\rightarrow \tau_{m31} = \tau_{a1} = \frac{T}{2 \cdot W_{10}} = \frac{474216}{2 \cdot 221834} = 10,86$$

$$\rightarrow \tau_{m32} = \tau_{a2} = \frac{T}{2 \cdot W_{20}} = \frac{474216}{2 \cdot 17892} = 13,25$$

Ta có  $\psi_\sigma$  và  $\psi_\tau$  là hệ số kể đến giá trị ảnh hưởng của trị số ứng suất trung bình đến độ bền mỏi.

Theo bảng 10.7[3] tra được  $\psi_\sigma = 0,1$  và  $\psi_\tau = 0,05$

Ta có  $K_{\sigma d}$  và  $K_{\tau d}$  là hệ số theo công thức 10.25[3] và 10.26[3]:

$$K_{\sigma d} = \frac{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + K_x - 1}{K_y}$$

$$K_{\tau d} = \frac{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + K_x - 1}{K_y}$$

Theo bảng 10.8[3] và 10.9[3] chọn được:

Với trục gia công trên máy tiện:  $K_x = 1,1$  ( trục gia công trên máy tiện với Ra bằng 0,63-2,5) và  $K_y = 1,6$  .Khi không tăng bền bề mặt.

Ta có  $\varepsilon_\sigma$  và  $\varepsilon_\tau$  là hệ số kích thước kể đến kích thước ảnh hưởng đến tiết diện trục theo bảng 10.10 như sau:

$$\varepsilon_{\sigma 1} = \varepsilon_{\sigma 2} = 0,81, \varepsilon_{\tau 1} = \varepsilon_{\tau 2} = 0,76$$

---

---

Với  $K_\sigma$  và  $K_\tau$  là hệ số tập trung khi uốn và xoắn

Theo bảng 10.12[3], dùng dao phay ngón ta tra được:

$$K_\sigma = 1,65 \text{ và } K_\tau = 2,05$$

Bánh răng lắp trên trục theo kiểu lắp  $\frac{H7}{k6}$  theo bảng 10.11[3] tra được ta có:

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_{\sigma 1}} = \frac{K_\sigma}{\varepsilon_{\sigma 2}} \frac{1,65}{0,81} = 2,037; \quad \frac{K_\tau}{\varepsilon_{\tau 1}} = \frac{K_\tau}{\varepsilon_{\tau 2}} = \frac{2,05}{0,76} = 2,7$$

Do vậy ta có:

$$K_{\sigma d1} = K_{\sigma d2} = \frac{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + K_x - 1}{K_y} = \frac{2,037 + 1,1 - 1}{1,6} = 1,34$$

$$K_{\tau d1} = K_{\tau d2} = \frac{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + K_x - 1}{K_y} = \frac{2,7 + 1,1 - 1}{1,6} = 1,75$$

$$S_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma d1} \cdot \sigma_{d1} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{305,2}{1,34 \cdot 40,8 + 0,1 \cdot 0} = 5,58$$

$$S_{\sigma 2} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma d2} \cdot \sigma_{d2} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{305,2}{1,34 \cdot 21,2 + 0,1 \cdot 0} = 10,74$$

$$S_{\tau 1} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d1} \cdot \tau_{a1} + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{177}{1,75 \cdot 10,86 + 0} = 9,31$$

$$S_{\tau 2} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d2} \cdot \tau_{a2} + \psi_\tau \cdot \tau_{m2}} = \frac{177}{1,75 \cdot 13,25 + 0} = 7,64$$

Vậy ta có:

$$s1 = \frac{S_{\sigma 1} \cdot S_{\tau 1}}{\sqrt{S_{\sigma 1}^2 + S_{\tau 1}^2}} = 4,8 \geq [s]$$

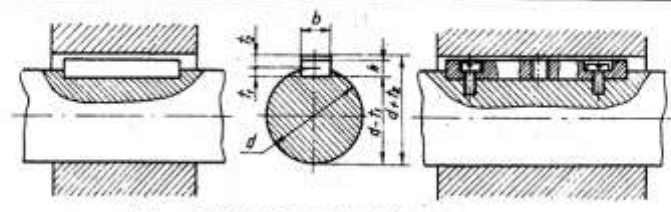
$$s2 = \frac{S_{\sigma 2} \cdot S_{\tau 2}}{\sqrt{S_{\sigma 2}^2 + S_{\tau 2}^2}} = 6,23 \geq [s]$$

Với  $[S] = 1,5 \dots 3$ .

Vậy trục 2 đảm bảo độ bền.

### 4.3.2 Chọn then

**Bảng 9.1a. Các thông số của then bằng**



The drawing shows a flat key in three views: a side view on the left, a top view in the middle, and a side view on the right. Dimensions are labeled:  $d$  is the shaft diameter,  $b$  is the key width,  $h$  is the key height,  $t_1$  is the key height on the shaft,  $t_2$  is the key height on the hub, and  $r$  is the fillet radius at the corners of the key.

Theo TCVN 2261-77 ; kích thước : mm

Đường kính trục $d$ , mm	Kích thước tiết diện then		Chiều sâu rãnh then		Bán kính góc lượn của rãnh $r$	
	$b$	$h$	trên trục $t_1$	trên lỗ $t_2$	nhỏ nhất	lớn nhất
6 ... 8	2	2	1,2	1	0,08	0,16
> 8... 10	3	3	1,8	1,4		
> 10... 12	4	4	2,5	1,8		
> 12... 17	5	5	3	2,3	0,16	0,25
> 17... 22	6	6	3,5	2,8		
> 22... 30	8	7	4	2,8		
> 30... 38	10	8	5	3,3	0,25	0,4
> 38... 44	12	8	5	3,3		
> 44... 50	14	9	5,5	3,8		
> 50... 58	16	10	6	4,3	0,25	0,4
> 58... 65	18	11	7	4,4		
> 65... 75	20	12	7,5	4,9		

**Hình 4.3.7: Bảng kích thước then tiêu chuẩn.**

Ta có bảng thống kê đối với then bằng sau đây:

Đường kính $d$	Chiều cao then $h$	Chiều rộng then $t$	Chiều sâu then $t_1$
28	7	8	4
38	8	10	5
50	9	14	5,5

*a) Kiểm nghiệm độ bền then*

Phải thỏa mãn điều kiện như sau:

$$\sigma_d = \frac{2T}{d \cdot l_t \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_d]$$

$$\tau_c \leq \frac{2T}{d \cdot l_t \cdot b} \leq [\tau_c]$$

Trong đó :

- $l_t$  là chiều dài then  $l_t = 1,35d$
- Ứng suất đập và ứng suất cắt cho phép xem bảng 9.5  $[\sigma_d] = 100 \text{ Mpa}$  và  $[\sigma_\tau] = 70 \text{ Mpa}$ .
- Mo men xoắn trên trục  $T$
- Đường kính trục  $d$

Đường kính d	Chiều cao then h	Chiều rộng then t	Chiều sâu then t1	Momen xoắn trục T(N.mm)
28	7	8	4	26346
38	8	10	5	26346
50	9	14	5,5	474216

Sau khi áp dụng công thức trên ta suy được  $\sigma_d = 60$  đến  $12,4$  ;  $\tau_d = 9,3$  đến  $15$

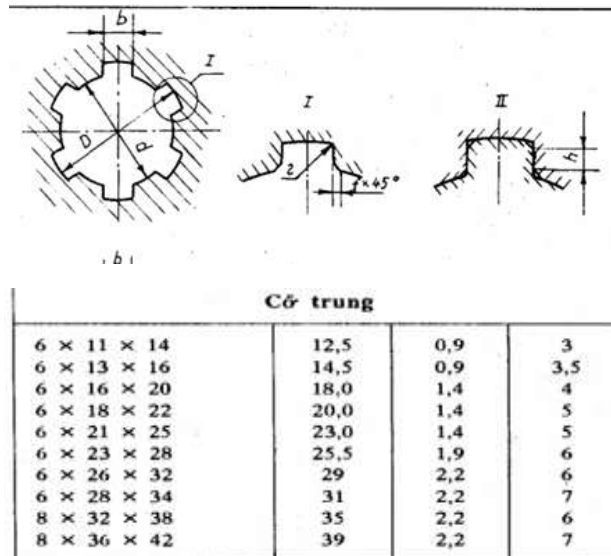
Vậy then đảm bảo điều kiện bền.

### 4.3.3 Tính chọn then hoa.

Tính mối ghép về độ bền dập sao cho thỏa mãn điều kiện:

$$\sigma_d = \frac{2T}{d_{tb} \cdot l \cdot h \cdot z} \leq [\sigma_d]$$

- T: Mô men xoắn trên trục, N/mm.
- l : Chiều dài làm việc của mối ghép, mm.
- $[\sigma_d]$  : Ứng suất dập cho phép, Mpa, tra bảng (7.22/142).
- Z: Là số răng then hoa trên trục lấy  $Z = 8$ . Với  $d = 36$  mm và  $D = 42$  mm.



Hình 4.3.8: Kích thước then hoa tiêu chuẩn.

$$\sigma_d = \frac{2.474216}{39.50.2.2.8} = 27,7 \leq [\sigma_d]$$

Với:

$$[\sigma_d] = \frac{\sigma_{ch}}{s \cdot K_t \cdot K_S \cdot K_r \cdot K_l} = \frac{560}{1,25.1,2.1,6.3.1,5} = 51,8 \text{ Mpa}$$

Trong đó:

- $K_t$  : Hệ số tải trọng động.
- $K_s$  : Hệ số tập trung tải trọng do sai số chế tạo.
- $K_r$  : Hệ số kể đến sự không đều tải trọng cho các răng.
- $K_l$  : Hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng lên chiều dài then.
- $S$  : Hệ số an toàn từ 1,25...4 ( tất cả tra bảng trang 178 [6]).

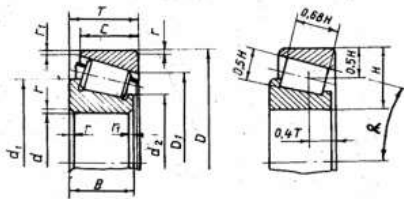
#### 4.4 TÍNH CHỌN Ổ LĂN

##### 4.4.1.1 Trục 1

Do vận tốc trượt trên bộ truyền bánh vít – trục vít lớn, nhiệt sinh ra nhiều, trục bị giãn dài trong quá trình làm việc. Mặt khác tải trọng dọc trục lớn và lực dọc trục  $F_0 = 7182$  khá lớn so với lực hướng tâm. Do vậy ta sử dụng ổ đĩa đỡ chặn.

a) Chọn sơ đồ, kích thước ổ

Từ sơ đồ kết cấu cục với  $d_{ngõng} = 35$  mm, theo bảng P2.11 ta chọn ổ đỡ côn cỡ trung kí hiệu 7306



Kí hiệu	d, mm	D, mm	D <sub>1</sub> , mm	d <sub>1</sub> , mm	B, mm	C <sub>1</sub> , mm	T, mm	r, mm	r <sub>1</sub> , mm	α (°)	C, mm	C <sub>0</sub> , mm
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13

##### Cỡ nhệ rộng

7506	30	62	50	45,6	20	17	21,25	1,5	0,5	13,67	34,90	27,50
7507	35	72	58	52,5	23	20	24,25	2,0	0,8	13,00	50,20	40,30
7508	40	80	64	58,5	23	19	24,75	2,0	0,8	14,25	53,90	44,80
7509	45	85	69	65,4	23	19	24,75	2,0	0,8	15,50	51,60	42,60
7510	50	90	73	71	23	19	24,75	2,0	0,8	15,67	59,80	54,50
7511	55	100	83	75,4	25	21	26,75	2,5	0,8	13,50	72,20	61,60
7512	60	110	90	85	28	24	29,75	2,5	0,8	14,67	84,0	75,60
7513	65	120	99	91,5	31	27	32,75	2,5	0,8	13,83	109,0	98,90

Hình 4.4.1: Bảng chọn ổ đĩa.

b) Tuổi thọ của ổ kí hiệu Ln

$$L_h = 10^6 \cdot \frac{L}{60 \cdot n} = 10^6 \cdot \frac{L}{60 \cdot 1086} = 50 \cdot 10^3 \rightarrow L = 3258 \text{ triệu vòng}$$

Trong đó:

- Tuổi thọ của ổ tính bằng giờ  $L_h = 50.10^3(h)$  tra bảng 11.2
- Số vòng quay trục vít  $n = 1086 (vg/ph)$
- Số vòng quay L (triệu vòng)

c) Tính và kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ

$$F_{rA} = \sqrt{F_{Az}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{475,3^2 + 274,93^2} = 550 N$$

$$F_{rB} = \sqrt{F_{Bz}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{1878,7^2 + 2722^2} = 3307,4 N$$

$$F_a = P_{a1} = 5988 N \rightarrow \frac{F_a}{V \cdot F_{rA}} = 10,89, \frac{F_a}{V \cdot F_{rB}} = 1,81$$

$$e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \cdot \operatorname{tg} 14,25 = 0,38$$

Theo công thức 11.3[3] ta có;

$$Q = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_t \cdot K_d$$

Trong đó:

- Hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ  $k_t = 1$ , khi  $\theta \leq 105^\circ\text{C}$
- Hệ số kể đến ảnh hưởng của đặc tính tải trọng  $k_d = 1,65$  tra bảng 11.3
- Hệ số kể đến vòng nào quay, với vòng trong quay  $V = 1$ .
- Hệ số tải trọng hướng tâm  $X_A = \tan \alpha$ ,  $X_B = \tan \alpha$  tra bảng 11.4
- Hệ số tải trọng dọc trục  $Y_A = 1$ ,  $Y_B = 1$ .

$$Q_A = (0,4 \cdot 1 \cdot 550 + 0,4 \tan(14,25) \cdot 5988) \cdot 1 \cdot 1,65 = 994 N$$

$$Q_B = (0,4 \cdot 1 \cdot 3307,4 + 0,4 \tan(14,25) \cdot 5988) \cdot 1 \cdot 1,65 = 2318 N$$

d) Tính tải trọng động tương đương

Trường hợp tải thay đổi tải trọng động tương đương  $Q_E$  xác định theo công thức:

$$Q_E = Q_{01} \cdot \sqrt[m]{\sum (Q_i)^m \cdot L_i / \sum L_i}$$

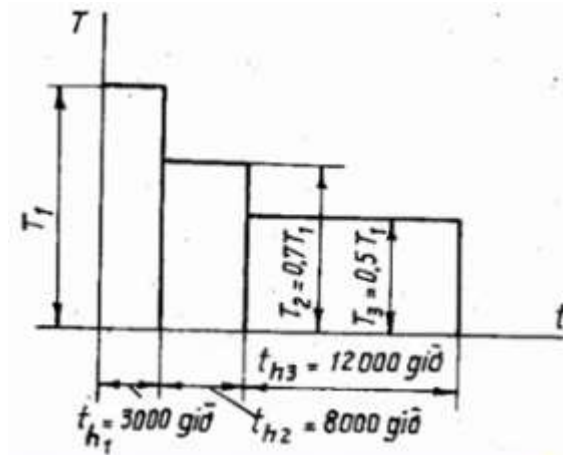
Trong đó:

- Hệ số  $m = 10/3$  với ổ lăn là ổ đĩa.
- Thời hạn  $L_i$ , tính bằng triệu vòng quay có công thức như sau:

$$L_i = 60 \cdot n \cdot \frac{L_{hi}}{10^6} = 60 \cdot 1086 \cdot \frac{15 \cdot 10^3}{10^6} = 977,4 \text{ (triệu vòng)}$$

$$Q_E = 2318 \cdot \sqrt[m]{\left(\frac{Q_{01}}{Q_{01}}\right)^m \cdot \frac{L_{h2}}{L_h} + \left(\frac{Q_{02}}{Q_{01}}\right)^m \cdot \frac{L_{h2}}{L_h} + \left(\frac{Q_{03}}{Q_{01}}\right)^m \cdot \frac{L_{h3}}{L_h}}$$

$$Q_E = 2318 \cdot \sqrt{\frac{10}{3} \left[ \frac{3}{23} + (0,7)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{8}{23} + 0,5^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{12}{23} \right]} = 1596 \text{ N}$$



**Hình 4.4.2:** Sơ đồ tải trọng.

Khả năng tải động của ổ theo công thức (11.1)

$$C_d = Q_E \cdot L^{0,3} = 1,596 \cdot 3258^{0,3} = 18 \text{ kN} < C = 50,2 \text{ kN}$$

Vậy ổ đĩa loại 7508 đạt điều kiện bền động

e) Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh:

Theo bảng 11.6, với ổ đĩa côn  $X_0 = 0,5$  và  $Y_0 = 0,87$  theo công thức (11.19), khả năng tải tĩnh:

$$Q_t = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a = 0,5 \cdot 3307,4 + 0,87 \cdot 5988 = 7,86 \text{ kN} < C_0 = 40,3 \text{ kN}$$

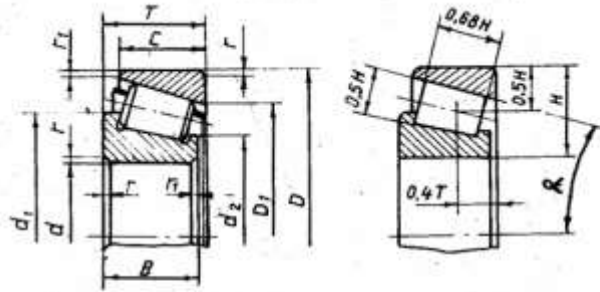
Vậy ổ đạt khả năng tải tĩnh.

#### 4.4.1.2 Trục 2

Do vận tốc trượt trên bộ truyền bánh vít – trục vít lớn, nhiệt sinh ra nhiều, trục bị giãn dài trong quá trình làm việc. Mặt khác tải trọng dọc trục lớn và lực dọc trục  $F_0 = 1121 \text{ N}$  khá lớn so với lực hướng tâm. Do vậy ta sử dụng ổ đĩa đỡ chặn.

a) Chọn sơ đồ, kích thước ổ

Từ sơ đồ kết cấu cục với  $d_{\text{ngõng}} = 50 \text{ mm}$ , theo bảng P2.11 ta chọn ổ đỡ côn cỡ trung kí hiệu 7306



Kí hiệu	d, mm	D, mm	D <sub>1</sub> , mm	d <sub>1</sub> , mm	B, mm	C <sub>1</sub> , mm	T, mm	r, mm	r <sub>1</sub> , mm	α (°)	C, kN	C <sub>o'</sub> , kN
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13

**Cỡ nhẹ rộng**

7506	30	62	50	45,6	20	17	21,25	1,5	0,5	13,67	34,90	27,50
7507	35	72	58	52,5	23	20	24,25	2,0	0,8	13,00	50,20	40,30
7508	40	80	64	58,5	23	19	24,75	2,0	0,8	14,25	53,90	44,80
7509	45	85	69	65,4	23	19	24,75	2,0	0,8	15,50	51,60	42,60
7510	50	90	73	71	23	19	24,75	2,0	0,8	15,67	59,80	54,50
7511	55	100	83	75,4	25	21	26,75	2,5	0,8	13,50	72,20	61,60
7512	60	110	90	85	28	24	29,75	2,5	0,8	14,67	84,0	75,60
7513	65	120	99	91,5	31	27	32,75	2,5	0,8	13,83	109,0	98,90

**Hình 4.4.3:** Bảng chọn ổ đĩa tiêu chuẩn.

b) Tuổi thọ của ổ kí hiệu Ln

$$L_h = 10^6 \cdot \frac{L}{60 \cdot n} = 10^6 \cdot \frac{L}{60 \cdot 60,1} = 50 \cdot 10^3 \rightarrow L = 180,3 \text{ triệu vòng}$$

Trong đó:

- Tuổi thọ của ổ tính bằng giờ  $L_h = 50 \cdot 10^3 (h)$  tra bảng 11.2
- Số vòng quay trục vít  $n = 60,4 (vg/ph)$
- Số vòng quay L (triệu vòng)

c) Tính và kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ

$$F_{rA} = \sqrt{F_{Az}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{603,8^2 + 4071,8^2} = 4116,3 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{F_{Bz}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{1750,2^2 + 59,8^2} = 1752 \text{ N}$$

$$F_a = P_a = 1121 \text{ N} \rightarrow \frac{F_a}{V \cdot F_{rA}} = 0,27, \frac{F_a}{V \cdot F_{rB}} = 0,64$$

$$e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \cdot \operatorname{tg} 15,5 = 0,416$$

Theo công thức 11.3[3] ta có;

$$Q = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_t \cdot K_d$$

Trong đó:

- Hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ  $k_t = 1$ , khi  $\theta \leq 105^\circ\text{C}$
- Hệ số kể đến ảnh hưởng của đặc tính tải trọng  $k_d = 1,8$  tra bảng 11.3
- Hệ số kể đến vòng nào quay, với vòng trong quay  $V = 1$ .
- Hệ số tải trọng hướng tâm  $X_A = 1$ ,  $X_B = 0,4$  tra bảng 11.4
- Hệ số tải trọng dọc trục  $Y_A = 0$ ,  $Y_B = 0,4/\tan \alpha = 1,443$ .

$$Q_A = (1 \cdot 1 \cdot 1121 \cdot 1,8) \cdot 1 \cdot 1,8 = 7410 \text{ N}$$

$$Q_B = (0,4 \cdot 1 \cdot 1121 + 1,443 \cdot 1121) \cdot 1 \cdot 1,8 = 4174 \text{ N}$$

d) Tính tải trọng động tương đương

Trường hợp tải thay đổi tải trọng động tương đương  $Q_E$  xác định theo công thức:

$$Q_E = Q_{01} \cdot \sqrt[m]{\sum (Q_i)^m \cdot L_i / \sum L_i}$$

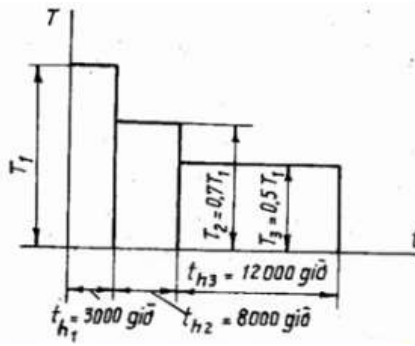
Trong đó:

- Hệ số  $m = 10/3$  với ổ lăn là ổ đĩa.
- Thời hạn  $L_i$ , tính bằng triệu vòng quay có công thức như sau:

$$L_i = 60 \cdot n \cdot \frac{L_{hi}}{10^6} = 60 \cdot 60,1 \cdot \frac{50 \cdot 10^3}{10^6} = 180,3 \text{ (triệu vòng)}$$

$$Q_E = 4907 \cdot \sqrt[m]{\left(\frac{Q_{01}}{Q_{01}}\right)^m \cdot \frac{L_{h2}}{L_h} + \left(\frac{Q_{02}}{Q_{01}}\right)^m \cdot \frac{L_{h2}}{L_h} + \left(\frac{Q_{03}}{Q_{01}}\right)^m \cdot \frac{L_{h3}}{L_h}}$$

$$Q_E = 7410 \cdot \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{3}{23} + (0,7)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{8}{23} + 0,5^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{12}{23}} = 5102 \text{ N}$$



**Hình 4.4.4:** Sơ đồ tải trọng.

Khả năng tải động của ổ theo công thức (11.1)

$$C_d = Q_E \cdot L^{0,3} = 5,102 \cdot 180,4^{0,3} = 24,242 \text{ kN} < C = 59,8 \text{ kN}$$

Vậy ổ đĩa loại 7509 đạt điều kiện bền động

e) Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh:

Theo bảng 11.6, với ổ đĩa côn  $X_0 = 0,5$  và  $Y_0 = 0,8$  theo công thức (11.19), khả năng tải tĩnh:

$$Q_t = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a = 0,5 \cdot 4116,3 + 0,8 \cdot 1121 = 2955 \text{ N} < C_0 = 58,5 \text{ kN}$$

Vậy ổ đạt khả năng tải tĩnh.

Do tải trọng của lực hướng kính ở trục lớn trục lớn và không có lực dọc trục nên lực dọc trục  $F_0 = 0 \text{ N}$ . Do vậy ta sử dụng ổ đĩa trụ đỡ.

#### 4.4.1.3 Trục con lăn cán

b) Chọn sơ đồ, kích thước ổ

Từ sơ đồ kết cấu cục với  $d_{\text{ngõng}} = 50 \text{ mm}$ , theo bảng P2.11 ta chọn ổ đỡ côn cỡ nhẹ kí hiệu 2210.

Kí hiệu ổ		d, mm	D, mm	B, mm	r <sub>1</sub> , mm	r <sub>2</sub> , mm	Đường kính chiều dài con lăn, mm	C, kN	C <sub>0</sub> , kN
2200, (12200) (32200, 42200, 92200)	102200								
<b>Cỡ nhẹ</b>									
2204	102204	20	47	14	1,5	1,0	6,5	11,9	7,38
2205	102205	25	52	15	1,5	1,0	6,5	13,4	8,61
2206	102206	30	62	16	1,5	1,0	7,5	17,3	11,40
2207	102207	35	72	17	2,0	1,0	9	26,5	17,5
2208	102208	40	80	18	2,0	2,0	10	33,7	24,0
2209	102209	45	85	19	2,0	2,0	10	35,3	25,7
2210	102210	50	90	20	2,0	2,0	10	38,7	29,2

**Hình 4.4.5:** Kích thước ổ đĩa tiêu chuẩn.

b) Tuổi thọ của ổ kí hiệu  $L_n$

$$L_n = 10^6 \cdot \frac{L}{60 \cdot n} = 10^6 \cdot \frac{L}{60 \cdot 60,3} = 7,2 \cdot 10^3 \rightarrow L = 26 \text{ triệu vòng}$$

Vì theo tải trọng từng cơ cấu của máy ở trục cán rất lớn nên ta lựa chọn ổ lăn phù hợp với việc thay thế ngày bảo trì

- Tuổi thọ của ổ tính bằng giờ  $L_n = 3.8.300 = 7,2 \cdot 10^3 (h)$  tra bảng 11.2
- Số vòng quay trục vít  $n = 60,3 (vg/ph)$
- Số vòng quay  $L$  (triệu vòng)

c) Tính và kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ

$$F_{rcán} = \sqrt{F_{Az}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{20300^2 + 0} = 20300 N$$

$$F_{Az} = 0,75 \cdot \frac{F - F_{ms}}{2} = 20300 N \quad F_a = 0 N \rightarrow \frac{F_a}{V \cdot F_{rA}} = 0, \frac{F_a}{V \cdot F_{rB}} = 0$$

Theo công thức 11.6[3] ta có;

$$Q = V \cdot F_r \cdot K_t \cdot K_d$$

Trong đó:

- Hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ  $k_t = 1$ , khi  $\theta \leq 105^\circ C$
- Hệ số kể đến ảnh hưởng của đặc tính tải trọng  $k_d = 1$  tra bảng 11.3
- Hệ số kể đến vòng nào quay, với vòng trong quay  $V = 1$ .

$$Q_{cán} = 1 \cdot 20300 \cdot 1 \cdot 1 = 20300 N$$

d) Tính tải trọng động tương đương

Trường hợp tải thay đổi tải trọng động tương đương  $Q_E$  xác định theo công thức:

$$Q_E = Q_{01} \cdot \sqrt[m]{\sum (Q_i)^m \cdot L_i / \sum L_i}$$

Trong đó:

- Hệ số  $m = 10/3$  với ổ lăn là ổ đĩa.
- Thời hạn  $L_i$ , tính bằng triệu vòng quay có công thức như sau:

$$L_i = 60 \cdot n \cdot \frac{L_{hi}}{10^6} = 60 \cdot 60,3 \cdot \frac{7,2 \cdot 10^3}{10^6} = 26 \text{ (triệu vòng)}$$

$$Q_E = 20300 \cdot \sqrt[m]{\left(\frac{Q_{01}}{Q_{01}}\right)^m \cdot \frac{L_{h2}}{L_h} + \left(\frac{Q_{02}}{Q_{01}}\right)^m \cdot \frac{L_{h2}}{L_h} + \left(\frac{Q_{03}}{Q_{01}}\right)^m \cdot \frac{L_{h3}}{L_h}}$$

$$Q_E = 20300 \cdot \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{3}{23} + (0,7)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{8}{23} + 0,5^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{12}{23}} = 13976 \text{ N}$$

Khả năng tải động của ổ theo công thức (11.1)

$$C_d = Q_E \cdot L^{0,3} = 13,976 \cdot 26^{0,3} = 37,1 \text{ kN} < C = 38,7 \text{ kN}$$

Vậy ổ đĩa loại 7508 đạt điều kiện bền động

*e) Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh:*

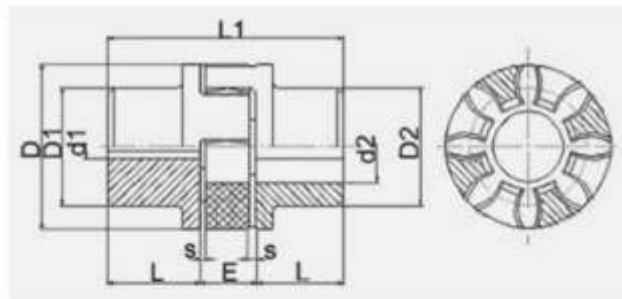
Theo bảng 11.6, với ổ đĩa theo công thức (11.19), khả năng tải tĩnh:

$$Q_t = F_r = 27065 \text{ N} = 27,065 \text{ kN} < C_0 = 29,2 \text{ kN}$$

Vậy ổ đạt khả năng tải tĩnh.

## 4.5 TÍNH VÀ CHỌN KHỚP NỐI

### 4.5.1 Khớp nối trục chữ thập



	(B)	(D1, D2)	(d1, d2)	(L)	(L1)	E	(M)
XL1	40	32	8~18	25	66	16	20
		40	19~24				
XL2	55	40	12~23	30	78	18	70
		55	24~28				
XL3	65	48	12~27	35	90	20	190
		65	28~38				
XL4	80	66	12~37	45	114	24	380
		80	38~45				
XL5	95	75	14~42	50	126	26	530
		95	43~55				
XL6	105	85	15~48	56	140	28	620
		105	49~60				
XL7	120	98	20~55	65	160	30	820
		120	56~70				
XL8	135	115	22~65	75	185	35	1250
		135	66~75				
XL9	160	135	30~75	85	210	40	1900
		160	76~90				
XL10	200	160	40~90	100	245	45	4800
		180	91~100				

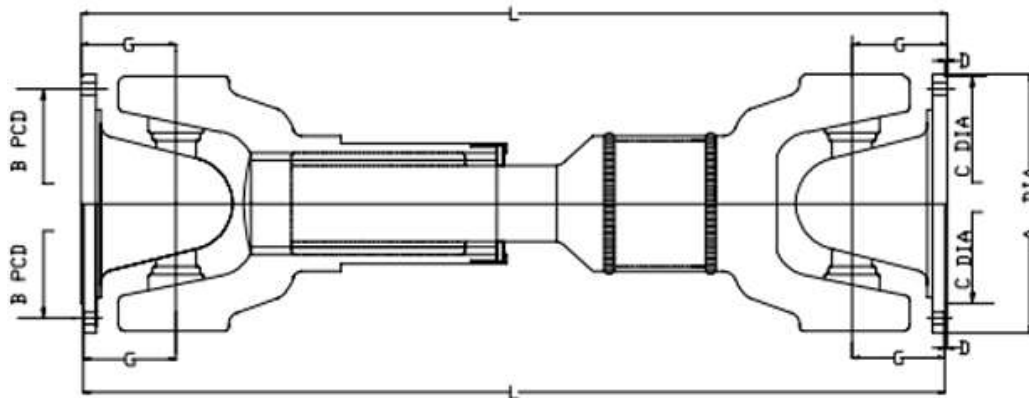
**Hình 4.5.1:** Khớp nối trục chữ thập.

Vì trục vít chạy với tốc độ 1086 vg/ph với mô men xoắn 26346 N/mm. Với đặc điểm là truyền mô men xoắn từ nhỏ đến lớn với tốc độ cao. Do đó, sẽ được chọn để nối 2 trục vít của 2 hộp giảm tốc trục vít bánh vít lại với nhau bằng khớp nối chữ thập.

Nối trục chữ thập gồm 2 nửa nối trục có rãnh ăn khớp với các gờ của đĩa giữa. Vật liệu làm nối trục chữ thập thường là thép rèn CT5 hoặc thép đúc 40JI hoặc 45JI.

Nối trục có đệm hình vuông là biến thể của nối trục chữ thập, đĩa giữa được thay bằng đệm vuông, diện tích mặt làm việc tăng lên và có những rãnh nhỏ chứa dầu bôi trơn. Đệm vuông được chế tạo bằng thép, tectolit hoặc cao su. Do đó, chọn trục số hiệu XL3 để làm nối trục cho trục vít bánh vít.

## 4.5.2 Khớp nối các đặng



**Hình 4.5.2:** khớp nối các đặng.

Số hiệu/Ký hiệu	Hãng chế tạo	Đường kính ngoài (mm)	Mô-men chịu tải (Nm)	Tốc độ quay tối đa (vòng/phút)
SWC-BF	Huading	104 - 628	25 - 42.740	1.000 - 4.500
SWC-WF	Huading	79 - 254	100 - 10.000	1.000 - 5.000
GWB Series	Voith	80 - 600	500 - 100.000	1.500 - 6.000
SGF SGFlex	SGF	90 - 500	200 - 50.000	2.000 - 8.000
ULF Series	KWD Couplings	120 - 450	1.000 - 80.000	1.500 - 5.500
GC Series	Jiangsu Guomao	110 - 400	5.000 - 60.000	1.000 - 4.500

**Hình 4.5.3:** Thông số trục các đặng có sẵn tại thị trường.

Trục các đặng có vai trò quan trọng trong hệ thống truyền động, giúp truyền mô-men xoắn giữa các trục không thẳng hàng hoặc có sự thay đổi vị trí tương đối. Nhờ thiết kế linh hoạt, nó có thể hấp thụ rung động, giảm tải sốc và cho phép hệ thống hoạt động trơn tru ngay cả khi có góc nghiêng lớn. Trục các đặng được ứng dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực như ô tô (dẫn động cầu sau, xe tải, xe 4WD), công nghiệp nặng (máy cán thép, băng tải), đường sắt (truyền động bánh xe), hàng hải (hệ thống chân vịt tàu thủy) và năng lượng (tua-bin gió). Nhờ đó, nó đảm bảo hiệu suất truyền động cao, tăng độ bền cho các bộ phận và giúp hệ thống vận hành ổn định.

Trục các đặng truyền động từ hộp giảm tốc đến trục cán. Momen truyền đi  $T = 683 \text{ Nm}$ .

Theo đó ta lựa chọn trục các đặng của nhà sản xuất Unique Transmission PVT của hãng huading với các thông số như sau:

- Series lựa chọn : 1140

- Momen xoắn lớn nhất  $T_{max} = 900 \text{ Nm}$
- Đường kính đĩa truyền  $87,3 \text{ mm}$
- Đường kính vòng bulong  $69,8 \text{ mm}$
- Số bulong liên kết : M10x4 chiều dài 20mm
- Góc lệch tối đa  $20^\circ$
- Chiều dài yêu cầu  $l = 500 \text{ mm}$

## 4.6 TÍNH TOÁN CƠ CẤU CHỈNH HÀNH TRÌNH

### 4.6.1 Cơ cấu điều chỉnh hành trình pistol bằng trục vít

Thiết kế bộ truyền trục vít với các thông số sau đây:

a) Định các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền (bảng 4-3)

- Mô đun:  $m = 4 \text{ mm}$ .
- Số mối ren của trục vít và bánh vít:  $Z_1 = 1; Z_2 = 24$
- Hệ số đường kính:  $q = 9$
- Góc ăn khớp:  $\alpha = 20^\circ$ .
- Góc vít:  $\lambda = 9^\circ 28'$
- K/c trục:  $A = 0,5 \cdot m \cdot (q + Z_2 + 2\varepsilon) = 0,5 \cdot 4 \cdot (11 + 24) = 70 \text{ mm}$

Vì không yêu cầu lấy khoảng cách trục A theo tiêu chuẩn nên không dùng dịch chỉnh ( $\varepsilon = 0$ ).

- Đường kính vòng chia vòng lăn của trục vít:

$$d_{e1} = q \cdot m = 11 \cdot 4 = 44 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng đỉnh trục vít:

$$D_{e1} = d_{e1} + 2m \cdot f_0 = 44 + 2 \cdot 4 \cdot 1 = 52 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng chân ren của trục vít (lấy  $c = 0,3$ ):

$$D_{i1} = d_{e1} - 2 \cdot f_0 \cdot m - 2 \cdot c_0 \cdot m = 44 - 8 - 2,4 = 33,6 \text{ mm}$$

- Chiều dài phần có ren của trục vít (bảng 4-2):

$$L \geq (11 + 0,06 \cdot Z_2) \cdot m = (11 + 0,06 \cdot 24) \cdot 4 = 49,76 \text{ mm}, \text{ chọn } L = 70 \text{ mm}$$

- Để tránh mất cân bằng cho trục vít, chọn chiều dài L bằng một số nguyên lần bước dọc vít.

$$x = \frac{L}{t_a} = \frac{L}{\pi \cdot m} = \frac{70}{\pi \cdot 4} = 5,5$$

- Cho nên lấy tròn  $x = 6$  và xác định chính xác:

$$L = x \cdot \pi \cdot m = 6 \cdot \pi \cdot 4 = 75 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng đáy bánh vít:

$$D_{f2} = (Z_2 + 2,4 + 2 \cdot \varepsilon) \cdot m = (24 - 2,4 + 2,0) \cdot 4 = 86,4 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng chia (vòng lăn) của bánh vít:

$$d_{e2} = d_2 = Z_2 \cdot m = 24 \cdot 4 = 96 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng đỉnh của bánh vít:

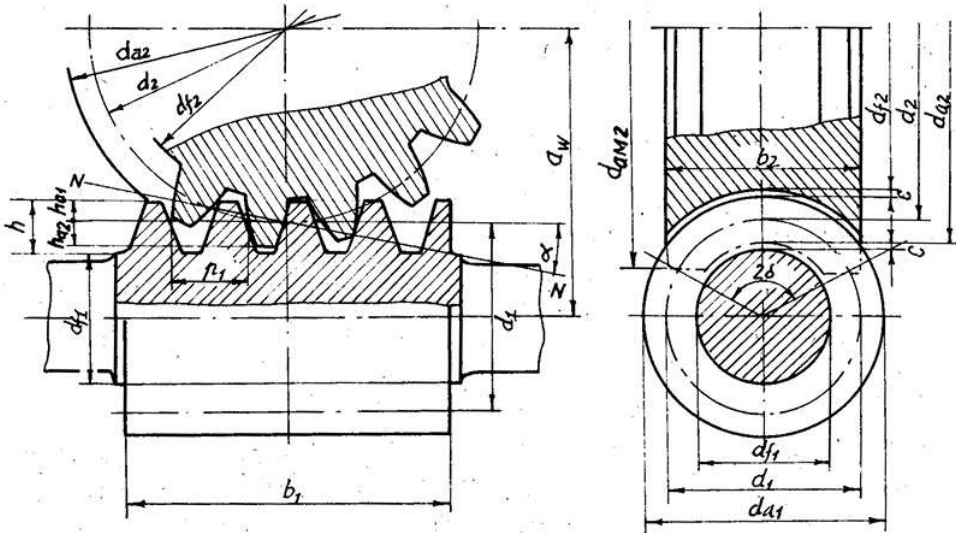
$$D_{e2} = (Z_2 + 2 \cdot f_0 + 2 \cdot \varepsilon) \cdot m = (24 + 2 \cdot 1 + 2,0) \cdot 4 = 104 \text{ mm}$$

- Đường kính ngoài cùng của bánh vít (công thức 4-1):

$$D_n = D_{e2} + 1,5 \cdot m = 104 + 1,5 \cdot 4 = 110 \text{ mm}$$

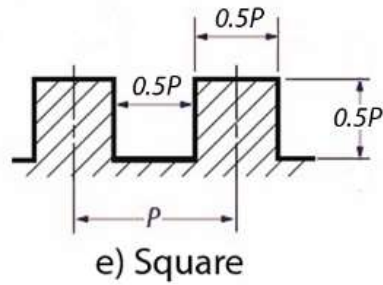
- Chiều rộng bánh vít (công thức 4-2):

$$B = 0,75 \cdot D_{e1} = 0,75 \cdot 52 = 39 \text{ mm}$$



#### b) Tính chọn vít chính hành trình

Chọn vít có ren M40 là vít có ren thuộc loại ren vuông ta có các thông số kích thước như sau:



**Hình 4.6.1:** Ren vuông.

- Với đường kính ngoài của ren là:  $d = 39 \text{ mm}$ .
- Đường kính trong của ren là:  $d_1 = d - H = 42 - 2,25 = 39,75 \text{ mm}$
- Chiều cao ren:  $H = 0,5 \cdot p = 0,5 \cdot 4,5 = 2,25 \text{ mm}$
- Đường kính trung bình:  $d_2 = d - \frac{H}{2} = 42 - 1,083 = 40,875 \text{ mm}$

Bu lông M39 có giới hạn chảy với cấp bền 4.8 là 31,2 tấn trên diện tích tiết diện nhỏ nhất là  $9,72 \text{ cm}^2$ , Vậy ta có Ứng suất chảy là  $\sigma_{ch} = 321 \text{ Mpa}$ .

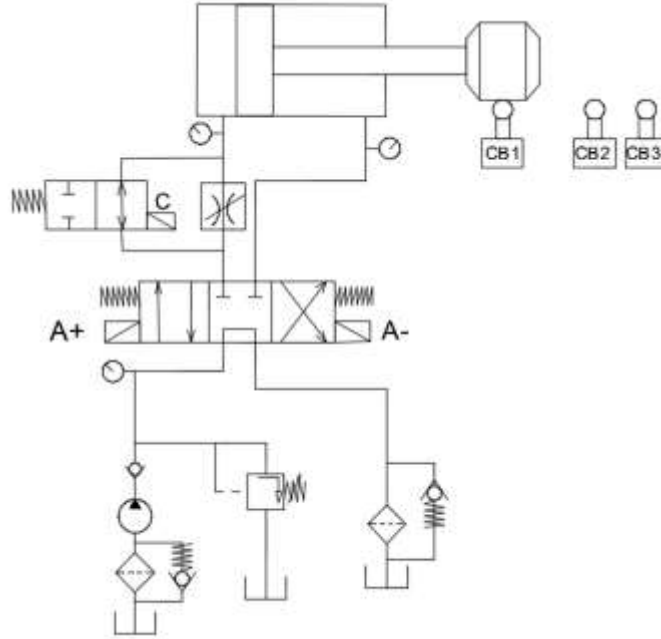
DK Bu lông	Diện tích thực	Cấp bền											
		4.8		5.6		6.6		8.8		10.9		12.9	
		P. Chảy (tấn)	P. Bền (tấn)	P. Chảy (tấn)	P. Bền (tấn)	P. Chảy (tấn)	P. Bền (tấn)	P. Chảy (tấn)	P. Bền (tấn)	P. Chảy (tấn)	P. Bền (tấn)	P. Chảy (tấn)	P. Bền (tấn)
M10x1.5	0.58	1.86	2.32	1.74	2.9	2.09	3.48	3.71	4.64	5.22	5.8	6.26	6.96
M11x1.5	0.72	2.3	2.88	2.16	3.6	2.59	4.32	4.61	5.76	6.48	7.2	7.78	8.64
M12x1.75	0.84	2.69	3.36	2.52	4.2	3.02	5.04	5.38	6.72	7.56	8.4	9.07	10.08
M14x2.0	1.15	3.68	4.6	3.45	5.75	4.14	6.9	7.36	9.2	10.35	11.5	12.42	13.8
M16x2.0	1.57	5.02	6.28	4.71	7.85	5.65	9.42	10.05	12.56	14.13	15.7	16.96	18.84
M18x2.5	1.92	6.14	7.68	5.76	9.6	6.91	11.52	12.29	15.36	17.28	19.2	20.74	23.04
M20x2.5	2.45	7.84	9.8	7.35	12.25	8.82	14.7	15.68	19.6	22.05	24.5	26.46	29.4
M22x2.5	3.03	9.7	12.12	9.09	15.15	10.91	18.18	19.39	24.24	27.27	30.3	32.72	36.36
M24x3.0	3.53	11.3	14.12	10.59	17.65	12.71	21.18	22.59	28.24	31.77	35.3	38.12	42.36
M27x3.0	4.59	14.69	18.36	13.77	22.95	16.52	27.54	29.38	36.72	41.31	45.9	49.57	55.08
M30x3.5	5.6	17.92	22.4	16.8	28	20.16	33.6	35.84	44.8	50.4	56	60.48	67.2
M36x4.0	8.17	26.14	32.68	24.51	40.85	29.41	49.02	52.29	65.36	73.53	81.7	88.24	98.04
M39x4.0	9.75	31.2	39	29.25	48.75	35.1	58.5	62.4	78	87.75	97.5	105.3	117
M42x4.5	11.2	35.84	44.8	33.6	56	40.32	67.2	71.68	89.6	100.8	112	120.96	134.4
M45x4.5	13.06	41.79	52.24	39.18	65.3	47.02	78.36	83.58	104.48	117.54	130.6	141.05	156.72
M48x5.0	14.72	47.1	58.88	44.16	73.6	52.99	88.32	94.21	117.76	132.48	147.2	168.98	176.64
M52x5.0	17.58	56.26	70.32	52.74	87.9	63.29	105.48	112.51	140.64	158.22	175.8	189.86	210.96
M56x5.5	20.29	64.93	81.16	60.87	101.45	73.04	121.74	129.86	162.32	182.61	202.9	219.13	243.48
M60x5.5	23.62	75.58	94.48	70.86	118.1	85.03	141.72	151.17	188.96	212.58	236.2	255.1	283.44

**Hình 4.6.2:** Hình cấp bền tải của ren.

---

---

## 4.7 THIẾT KẾ HỆ THỐNG THỦY LỰC



*Hình 4.7.1: Sơ đồ mạch thủy lực bàn cán ren.*

### 4.7.1 Nguyên lí hoạt động

Khi khởi động động cơ điện, bơm hoạt động hút dầu từ bể dầu qua bộ lọc. Khi áp suất lớn hơn giá trị quy định, van an toàn sẽ được kích hoạt đảm bảo áp suất hoạt động bên trong của hệ thống. Van phân phối 4-3 ở trạng thái nghỉ, dầu được đưa ngược lại bể chứa dầu. Khi cuộn A+ tại van 4 3 được kích hoạt, xy lanh thủy lực thực hiện hành trình đẩy bàn ép có con lăn tiến đến vị trí cán phôi. Trong quá trình thực hiện hành trình, con lăn khi tiến một vị trí cuối làm việc và được kích hoạt bằng cảm biến hình tròn CB2 sẽ kích hoạt bộ định giờ timer, khi đến một thời gian đã được điều chỉnh nào đó, cuộn A+ sẽ tắt và cuộn A- sẽ bật và piston lùi về với tốc độ không phụ thuộc vào van lưu lượng. Khi hành trình về tiến đến vị trí CB1, cuộn A- bị tắt kích hoạt. Cuộn A+ lại bật và xy lanh thủy lực tiếp tục thực hiện quá trình như trên.

### 4.7.2 Tính chọn xy lanh thủy lực và động cơ điện

Thông số đầu vào như sau:

- Vận tốc công tác:  $s = 0,0225 \text{ m/s}$

Vì khi cán ren thường chỉ cán các chi tiết ren không vượt quá 0,85-0,9 chiều dày của lô cán nhằm đảm bảo tuổi thọ của các cơ cấu truyền động và tránh cho các bộ phận truyền động bị quá tải. Nên ta tính lực ép cần thiết ở đầu pistol như sau:

Tính lực ép đầu cần pistol F:

$$F = F_1 + F_{ms} = 55140 + 1177 = 56317 \text{ N}$$

$$F_{ms} = (m_{\text{bàn ép}} + m_{\text{xy lanh}}) \cdot 9,81 \cdot k = 1177 \text{ N}$$

Với :

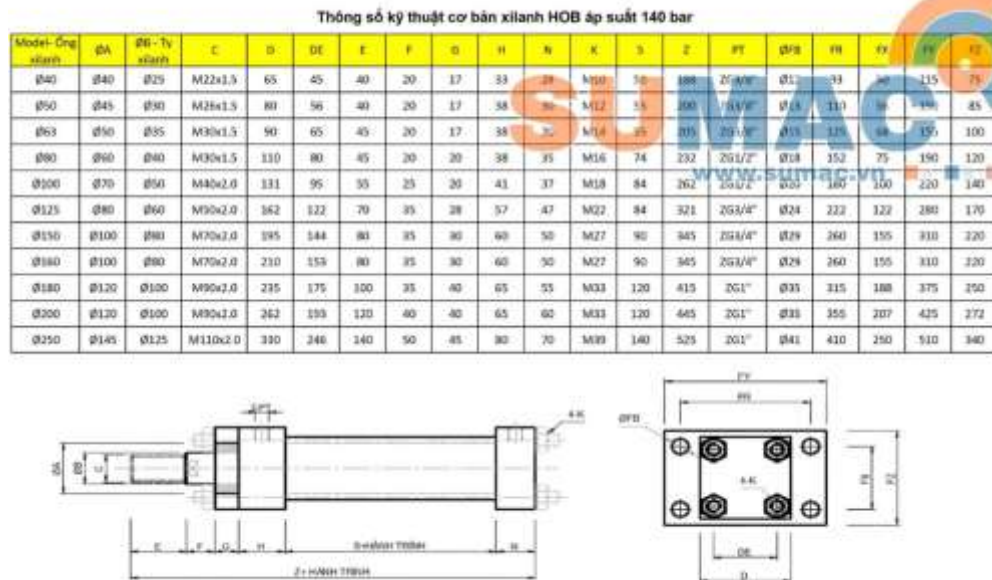
- Khối lượng bàn ép:  $m_{\text{bàn ép}} = 180 \text{ kg}$
- Khối lượng Xylanh:  $m_{\text{xy lanh}} = 20 \text{ kg}$
- Vận tốc hành trình:  $v = 0,04 \text{ m/s} = 240 \text{ cm/ph}$
- Hệ số ma sát:  $k = 0,6$
- Đường kính pistol:  $D = 100 \text{ mm}$
- Đường kính trục pistol:  $d = 45 \text{ mm}$
- Chiều dài hành trình:  $S = 50 \text{ mm}$

Theo áp suất làm việc là  $110 \text{ bar} = 110 \text{ kg/cm}^2$ , ta có lực đẩy tạo bởi xy lanh theo công thức 1.11 [như sau:

$$F = p \cdot A = 110 \cdot 50,27 = 5530 \text{ kg} = 5,53 \text{ Tấn}$$

$$\text{Với } A = \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{8}{2}\right)^2 = 50,27 \text{ cm}^2$$

Dựa vào thông số trên, ta chọn xy lanh thủy lực áp suất cao KP210H series



**Hình 4.7.2:** xy lanh thủy lực Bosch Rexroth AG.

---

---

Xylanh có các thông số kỹ thuật như hình dưới đây:

- Áp suất tối đa: 200 kg/cm<sup>2</sup>
- Áp suất làm việc: 95-140 kg/cm<sup>2</sup>
- Nhiệt độ hoạt động: Từ 10 °C đến 80 °C
- Đường kính trong xylanh tiêu chuẩn: Ø40, Ø50, Ø63, Ø80, Ø100, Ø125, Ø140, Ø160.
- Hành trình piston: 50 mm

Tính lưu lượng bơm với công thức (1-7)[5]:

$$Q = A \cdot v$$

Ta tính được lưu lượng khi đẩy piston là:

$$Q_1 = A_1 \cdot v_1 = 50,27 \cdot 240 = 12065 \text{ cm}^3/\text{phút} = 12,065 \text{ lít/phút}$$

Vận tốc khi thu piston là:

$$Q_1 = Q_2 \rightarrow A_1 v_1 = A_2 v_2 \rightarrow v_2 = \frac{Q_1}{A_2} = \frac{12,065}{22} = 549 \text{ cm/ph} = 0,549 \text{ m/ph}$$

$$A_2 = A_1 - \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot \pi = 22 \text{ cm}^2$$

Xác định công suất động cơ bơm với công thức từ (1-17) đến (1-21):

Công suất của cơ cấu chấp hành:

$$N_{CH} = \frac{F_L \cdot v_1}{60 \cdot 102} = \frac{5530 \cdot 2,4}{60 \cdot 102} = 2,17 \text{ Kw}$$

Công suất thủy lực khi làm việc:

$$N_{TL} = \frac{p_1 \cdot Q_1}{612} = \frac{110 \cdot 12,065}{612} = 2,17 \text{ Kw}$$

Công suất động cơ điện:

$$N_{\text{động cơ điện}} = \frac{N_{TL}}{\eta_T} = \frac{2,17}{0,85} = 2,55 \text{ Kw}$$



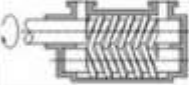

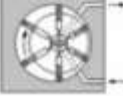
Trong đó:

- Hiệu suất toàn phần:  $\eta_T = \eta_v \cdot \eta_{mh} = 0,85$  ;
- Hiệu suất thể tích:  $\eta_v = 0,9$  đến  $0,95$  ;

– Hiệu suất cơ khí và thủy lực:  $\eta_{mh} = 0,9$  đến  $0,95$  ;

Chọn động cơ điện 4AX90LA3 có công suất 3 Kw, tốc độ vòng quay 1420 vg/ph.

### 4.7.3 Chọn bơm

	Types of design	Speed range r.p.m.	Displacement volume (cm <sup>3</sup> )	Nominal pressure (bar)	Total efficiency
	Gear pump, externally toothed (Bơm bánh răng, bên ngoài)	500 - 3500	1,3 - 250	43 - 160	0,8 - 0,91
	Gear pump, internally toothed (Bơm bánh răng, bên trong)	500 - 3500	4 - 250	160 - 250	0,8 - 0,91
	Screw pump (Bơm trục sờ)	500 - 4000	4 - 630	26 - 160	0,7 - 0,84
	Rotary vane pump (Bơm cánh quay)	940 - 3000	5 - 140	100 - 160	0,8 - 0,93
	Radial piston pump (Bơm piston hướng kính)	940 - 3000	5 - 140	140 - 320	0,90

**Hình 4.7.3:** Các loại bơm thủy lực.

Type	Displacement (cm <sup>3</sup> /rev)	Lib./min at 1500 r.p.m.	Max operating pressure at 1500(r/min,bar)	Max peak pr. At 3000(r/min,bar)	Max speed r.p.m.	M	N
SAP10 - 1.1	1.1	1.65	210	250	4500	74	36
SAP10 - 1.3	1.3	1.95	210	250	4500	75	37
SAP10 - 1.6	1.6	2.40	210	250	4500	76	38
SAP10 - 2.1	2.1	3.15	210	250	4500	78	40
SAP10 - 2.7	2.7	4.05	210	250	4000	80	42
SAP10 - 3.2	3.2	4.80	200	240	3800	82	44
SAP10 - 3.7	3.7	5.55	200	240	3200	84	46
SAP10 - 4.2	4.2	6.30	180	220	2800	85	48
SAP10 - 4.8	4.8	7.20	180	220	2500	88	50
SAP10 - 5.8	5.8	8.70	170	210	1800	92	58
SAP10 - 8.0	8.0	12.00	170	210	1400	140	62



**Hình 4.7.4:** Bảng bơm thủy lực tiêu chuẩn.

Với các thông số thủy lực đã tính toán như trên chọn loại bơm cách gạt SAP10-8.0

Lưu lượng bơm được xác định theo công thức(2-1);

$$Q_b = q_b \cdot n_b \cdot \eta_v = 12 [l/ph] \rightarrow q_b = 10,8$$

– Lưu lượng riêng của bơm:  $q_b = 10,8 [cm^3/vg]$

- Áp suất làm việc lớn nhất: 150 bar
- Tốc độ làm việc lớn nhất: 1500 rpm

#### 4.7.4 Tính chọn van điều khiển điện từ 4/3



**Hình 4.7.5:** Ký hiệu van phân phối 4/3.

Chọn van phối phối 4/3 Yuken DSG-01-3C có các thông số như sau:

- Lưu lượng tối đa: 40 lít/phút.
- Áp suất làm việc tối đa: 31 Mpa.
- Khối lượng: 1,6 Kg.
- Điện áp hoạt động: 220 VAC

#### 4.7.5 Van đóng 2 cửa

Chọn van cửa nhà sản xuất yuken có số Model là CDSC-03-C-A220



**Hình 4.7.6:** Van đóng 2 cửa của yuken.

#### 4.7.6 Van an toàn

Chọn van an toàn của hãng Modul Yuken MBP-03 với các thông số sau đây:

- Lưu lượng tối đa: 70 lít/phút.
- Áp suất làm việc tối đa: 315 bar.

- 
- 
- Dải điều chỉnh áp suất: 35 bar đến 315 bar.



*Hình 4.7.7 : Van an toàn.*

#### **4.7.7 Đồng hồ đo áp suất**

Sử dụng đồng hồ áp suất có thể đo áp suất lớn nhất là 250 bar



*Hình 4.7.8: Đồng hồ đo áp suất Paulo.*

#### **4.7.8 Chọn van tiết lưu**

Chọn van tiết lưu KC-03 có các thông số như sau:



*Hình 4.7.9: Van tiết lưu.*

- Kích thước ren: 17mm.
- Lưu lượng dòng chảy: 20 lít/phút.
- Áp suất tối đa: 250 bar
- Cân nặng: 325 g

#### 4.7.9 Tính toán đường ống dẫn dầu



**Hình 4.7.10:** Ống dẫn dầu thủy lực.

Ta có các thông số cho trước như sau:

- Vận tốc dòng chảy ở ống nén:  $v_1 = 6 \div 7 \text{ m/s}$ .
- Vận tốc dòng chảy ở ống xả:  $v_2 = 0,5 \div 1,5 \text{ m/s}$ .
- Lưu lượng chảy qua ống:  $Q_{max} = Q_b = 12 \text{ lít/phút}$ .

Đường kính trong của ống là:

$$d = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{Q}{v}}$$

- Đường kính trong ống xả là:  $d_1 = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{12}{0,5 \div 1,5}} = 13 \div 23 \text{ mm}$ .
- Đường kính trong ống nén là:  $d_2 = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{12}{6 \div 7}} = 6 \div 6,5 \text{ mm}$

Chọn ống dẫn thủy lực vải cao su bọc kim loại có áp suất làm việc 160 bar, đường kính trong là 13 mm.

Nominal Ø		Inside Ø	Braid Ø	Outside Ø	Working pressure		Test pressure	Burst pressure	Bend radius	Weight
mm	inch	mm	mm	mm	bar	psi	bar	bar	mm	kg/m
6	1/4	6,6	10,9	13,0	225	3265	450	900	100	0,19
8	5/16	8,3	12,5	14,7	215	3120	430	860	115	0,22
10	3/8	9,9	14,8	16,8	180	2610	360	720	125	0,28
12	1/2	13,0	17,9	20,0	160	2320	320	640	180	0,36
16	5/8	16,4	21,0	23,2	130	1885	260	520	200	0,44
19	3/4	19,5	25,0	27,1	105	1525	210	420	240	0,56
25	1	26,0	32,9	35,1	88	1275	176	352	300	0,83
31	1-1/4	32,5	39,9	42,5	63	915	150	252	420	1,07
38	1-1/2	38,7	46,5	50,1	50	725	100	200	500	1,42
51	2	51,1	60,1	64,1	40	580	80	160	630	2,01

**Hình 4.7.11:** Kích thước tiêu chuẩn ống dẫn dầu thủy lực.

#### 4.7.10 Tính thể tích thùng chứa dầu và tính chọn bộ lọc dầu

##### a) Tính thể tích thùng chứa

Kích thước bể dầu được tính toán dựa trên cơ sở đảm bảo về mặt tản nhiệt và hạn chế đến mức tối đa sự xoáy của dầu trong quá trình hoạt động của hệ thống. Bể dầu có xu hướng kích thước hẹp cao hơn là rộng thấp để tăng khả năng truyền nhiệt của dầu ra bên ngoài. Lượng dầu trong hệ thống đường ống thủy lực phải luôn được điền đầy, không có gián đoạn. Ta chọn bể dầu có dạng hình chữ nhật. Các kích thước của bể dầu như sau:

– Chiều ngang bể dầu:  $a$  (m)

Chiều dài bể:  $b = k_1.a = 1,3a$  (m).

Chiều cao bể:  $H = k_2.a = a$  (m).

Thể tích dầu trong bể thường được tính bằng cách nhân 3 đến 5 phút với thể tích của bơm:

$$V = 5. Q_b = 5.12 = 60 \text{ lít}$$

$$\text{Lấy } V = 60 \text{ lít. } V = a. b. H = 0,8. k_1. k_2. a^3 = 1,04. a^3 = 0,06 \text{ Vậy } a = 0,39 \text{ m}$$

Nên chọn  $a = 0,39$  m;  $b = 0,51$  m;  $H = 0,39$  m

Vậy kích thước mức chứa của bể dầu là:  $a \times b \times H = 370 \times 560 \times 370$  (mm) là thuận lợi cho việc bố trí một số các thiết bị thủy lực như động cơ điện, bơm, van thủy lực, nắp đổ dầu, bộ lọc, bộ làm mát nên ta chọn kích thước này là kích thước chính. Để đảm bảo cho sự lưu thông của dầu và tạo điều kiện cho dầu được làm mát tốt hơn, kết cấu bên trong bể được chia thành các ngăn có khả năng lưu thông với nhau. Các đường ống hút và ống xả được đặt đối nhau, đầu ống xả được vát góc 450 và quay vào thành bể.

##### b) Chọn bộ lọc dầu

Ta chọn bộ lọc dầu khi sử dụng loại nhớt HC – 20 dụng công thức lưu lượng chảy qua lưới lọc sau đây:

$$Q = \alpha \cdot \frac{A \cdot \Delta p}{\eta} \text{ [lít/phút]}$$

Trong đó:

- Diện tích toàn bộ bề mặt lọc:  $A \text{ [cm}^2\text{]}$ ;
- Hiệu áp của bộ lọc:  $\Delta p \text{ [bar]}$ ;
- Độ nhớt động học của dầu:  $\eta \text{ [P]}$ ;
- Hệ số lọc:  $\alpha = 0,006 \div 0,009 \left[ \frac{\text{l}}{\text{cm}^2 \cdot \text{phút}} \right]$ ;

Nhưng để đơn giản, thực tế ta thường chọn bộ lọc dầu theo lưu lượng. Với lưu lượng  $Q = 12 \text{ (l/ph)}$  ta chọn bộ lọc dầu của hãng ASHUN- Đài loan có ký mã hiệu như sau : MF-06.

#### THÔNG SỐ KỸ THUẬT LỌC THỦY LỰC MF



MODEL	Ren (inch)	A(mm)	B(mm)	H1(mm)	H(mm)	Lưu lượng (lít/phút)	Độ tinh lọc (micrô)	Trọng lượng						
MF-02	1/4"	54	21	88	92	20	100	0.09						
MF-03	3/8"		27			25								
MF-04	1/2"					30								
MF-06	3/4"	66	34	121	137	55			0.15					
MF-08	1"		42	147	163	90			0.18					
MF-10	1-1/4"			54	166	184			130	0.21				
MF-12	1-1/2"	85	61	177	194	200			0.32					
MF-16	2"								105	74	198	214	280	0.42
MF-20	2-1/2"													158
MF-24	3"	208	142	358	379	1000								
MF-32	4"													

**Hình 4.7.12:** Thông số bộ lọc dầu.

#### c) Chọn dầu thủy lực

Vì theo quy tắc chọn dầu thủy lực. Hệ thống làm việc với áp suất cao thì cần dầu có độ nhớt cao và làm việc với vận tốc cao thì cần dầu có độ nhớt thấp. Cụ thể, với hệ thống thủy lực máy cán ren làm việc với áp suất 140 bar nằm trong khoảng từ 70 đến 175 bar thì dùng dầu có độ nhớt từ  $(60 - 100) \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  tham khảo sách giáo trình hệ thống truyền động thủy lực và khí nén. Tương ứng với dầu công nghiệp 50 có các thông số như sau:

- 
- 
- Độ nhớt ở 50° C: 42 đến 58 cSt.
  - Nhiệt độ bắt lửa: 210° C.
  - Nhiệt độ đông đặc: -20° C.
  - Khối lượng riêng: 850 đến 930 kg/m<sup>3</sup>.

---

---

## CHƯƠNG 5: THIẾT KẾ MẠCH ĐIỀU KHIỂN

### 5.1 MỘT SỐ THÀNH PHẦN CHÍNH TRONG MẠCH ĐIỆN

#### a) *Role trung gian.*

Khuếch đại và truyền tín hiệu điều khiển trong mạch. Đóng ngắt tiếp điểm phụ để điều khiển gián tiếp. Thường dùng khi không thể điều khiển trực tiếp thiết bị công suất lớn.



**Hình 5.1.1:** Role trung gian.

#### b) *Role thời gian.*

Điều khiển đóng/ngắt mạch theo thời gian định sẵn. Tạo trễ khi khởi động, chuyển trạng thái hoặc dừng. Ứng dụng nhiều trong tự động hóa. Chọn role thời gian trong khoảng 10s.



**Hình 5.1.2:** Role thời gian.

---

---

*c) Role nhiệt.*

Bảo vệ động cơ khi bị quá tải bằng cách ngắt mạch điều khiển. Phản ứng chậm để cho phép dòng khởi động. Thường lắp sau contactor.



**Hình 5.1.3:** Role nhiệt.

*d) Cảm biến hành trình.*

Phát hiện vị trí hoặc giới hạn chuyển động của thiết bị. Đóng/mở tiếp điểm khi tiếp xúc cơ khí. Dùng để dừng hoặc đảo chiều thiết bị.



**Hình 5.1.4:** Cảm biến hành trình.

*e) Nút nhấn.*

Thiết bị điều khiển bằng tay để đóng/ngắt mạch. Có hai loại: thường mở (ON) và thường đóng (OFF). Thường dùng để khởi động hoặc dừng máy.



**Hình 5.1.5:** Nút ấn.

*f) Aptomat bảo vệ tổng (MCCP).*

Thiết bị bảo vệ quá dòng và ngắn mạch cho toàn bộ mạch điện. Ngắt nguồn khi có sự cố để đảm bảo an toàn. Được lắp ở đầu nguồn hệ thống.



**Hình 5.1.6:** Aptomat.

*g) Cầu dao nguồn điều khiển (CB).*

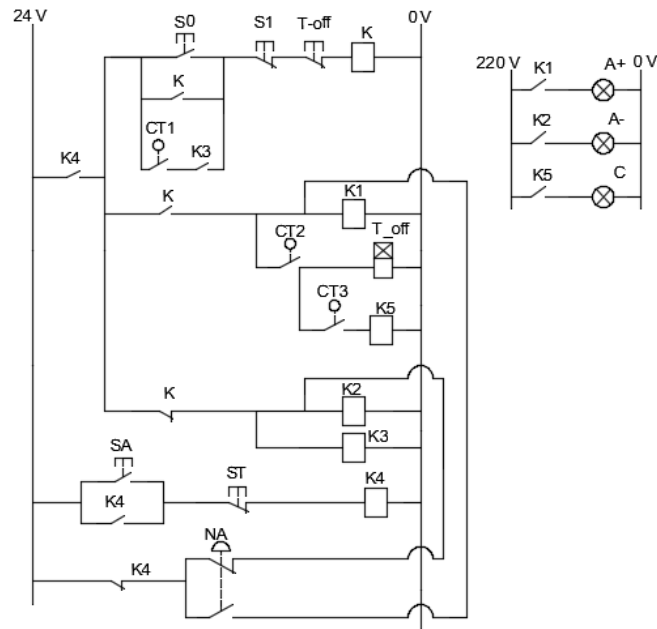
Dùng để đóng/ngắt toàn bộ nguồn cấp cho mạch điều khiển. Giúp cách ly mạch điều khiển khi cần sửa chữa hoặc bảo trì. Thường đặt ở đầu mạch điều khiển để thuận tiện thao tác.



**Hình 5.1.7:** Cầu dao nguồn điều khiển.

## 5.2 MẠCH ĐIỀU KHIỂN

### 5.2.1 Thiết kế mạch điều khiển bằng rơ le



*Hình 5.2.1: Sơ đồ mạch điều khiển.*

### 5.2.2 nguyên lí hoạt động

Mạch được cấp nguồn 24VDC và được thiết kế với 2 chế độ là cán thủ công nhờ lực đập tác dụng vào bàn đập và chế độ tự động thực hiện đếm giờ. Trong đó chế độ thủ công ban đầu được mặc định khi mạch được bật nguồn. Lúc này ta chỉ cần tác dụng lực lên cần đập sẽ kích hoạt rơ le K1 và K2 lúc đó K1 đóng cuộn A+ hoạt động làm xylanh duỗi ra. Khi ngừng tác động Rơ le K1 Mở và K2 đóng, cuộn A+ tắt và A- bật và xylanh lùi về.

Ở chế độ tự động, muốn chuyển đến chế độ này ta nhấn nút SA, rơ le K4 hoạt động lúc này công tắc thường đóng của K4 mở (tắt chế độ thủ công). Đồng thời, rơ le K4 duy trì. Công tắc thường mở K4 đóng lại (chế độ tự động được bật). Lúc này, ta nhấn S0 thì dòng điện qua rơ le K làm công tắc thường mở K đóng lại đồng thời công tắc thường đóng K mở ra. Làm K1 bật, Cuộn A+ mở thì pistol duỗi ra. Đến chạm cảm biến hành trình CB2 đóng lại kích hoạt bộ định giờ timer hoạt động, sau một thời công tắc timer mở ra làm tắt rơ le K. Lúc này, công tắc thường mở và thường đóng K trở lại trạng thái ban đầu. Cuộn A- mở và xylanh lùi về chạm cảm biến CB1 làm cho rơ le K lại hoạt động tiếp tục chu kỳ mới.

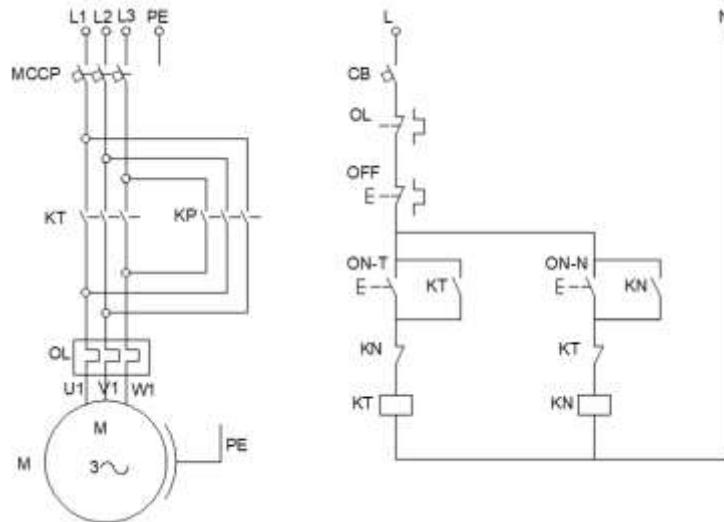
---

---

## 5.3 ĐIỀU KHIỂN MẠCH ĐỘNG CƠ

### 5.3.1 Sơ đồ mạch điện của động cơ 3 pha 380V

Động cơ 3 pha 380 V được đấu mạch với chế độ đảo ngược chiều quay và sử dụng rơ le để điều khiển. Trong đó, mạch điện sẽ được trang bị rơ le nhiệt giúp bảo vệ động cơ khi có hiện tượng ngắn mạch xảy ra. Nó còn giúp chống kẹt tải và quá tải cho động cơ điện và tăng độ an toàn cho hệ thống.



*Hình 5.2.2: Sơ đồ mạch điện động cơ 3 pha 380v.*

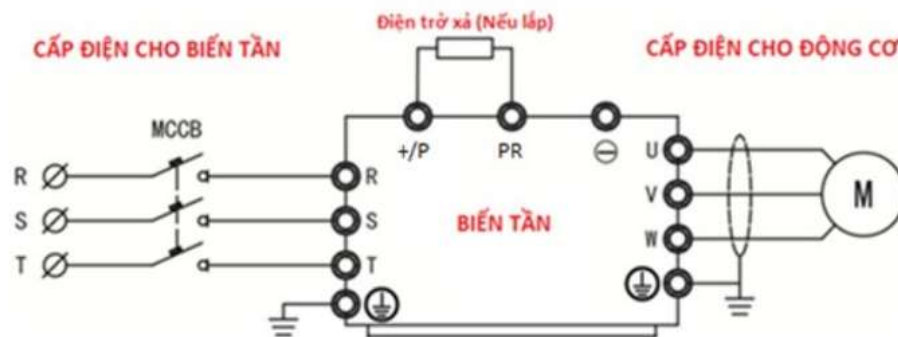
### 5.3.2 Nguyên lý điều khiển mạch động cơ điện

Mạch điều khiển động cơ 3 pha đảo chiều gồm hai phần chính: mạch động lực và mạch điều khiển. Trong mạch động lực, ba pha điện L1, L2, L3 đi qua cầu dao MCCB, sau đó được cấp đến hai contactor KT và KP, rồi đi qua rơ le nhiệt OL trước khi cấp vào động cơ ba pha. Hai contactor này dùng để đảo chiều quay của động cơ bằng cách hoán đổi hai trong ba pha cấp vào. Trong mạch điều khiển, nguồn được cấp qua cầu dao CB, đi qua tiếp điểm thường đóng của rơ le nhiệt OL và nút dừng OFF. Khi nhấn nút ON-T (chạy thuận), cuộn hút contactor KT được cấp điện, contactor KT đóng, cấp nguồn cho động cơ theo thứ tự pha ban đầu. Đồng thời, tiếp điểm giữ của KT đóng để duy trì trạng thái hoạt động ngay cả khi nhả nút ON-T. Tiếp điểm thường đóng của KN sẽ mở ra để ngăn không cho KP hoạt động cùng lúc, tránh gây ngắn mạch. Tương tự, khi nhấn nút ON-N (chạy nghịch), cuộn hút contactor KP (KN) được cấp điện, contactor KP đóng và đổi thứ tự hai pha, khiến động cơ quay theo chiều ngược lại. Tiếp điểm giữ của KP duy trì trạng thái làm việc, đồng thời tiếp điểm thường đóng của KT mở ra để đảm bảo liên động điện. Khi nhấn nút OFF hoặc khi rơ le nhiệt tác động do quá tải, mạch điều khiển sẽ bị ngắt, contactor nhả ra và động cơ dừng hoạt động. Hệ thống này đảm bảo điều khiển an toàn, đảo chiều linh hoạt và bảo vệ động cơ hiệu quả.

### 5.3.3 Mạch điều khiển tốc độ động cơ bằng biến tần

Tốc độ động cơ điện phụ thuộc vào tần số khoảng từ 0 – 60 HZ , Biến tần có tác dụng thay đổi tần số của động cơ một cách vô cấp từ đó mà không cần dùng đến các hộp số cơ khí. Việc sử dụng biến tần cho động cơ 3 pha trong máy cán ren mang lại nhiều ưu điểm như: điều chỉnh tốc độ linh hoạt và vô cấp, giúp phù hợp với từng loại ren và vật liệu; khởi động và dừng êm, giảm sóc cơ khí; tiết kiệm điện năng nhờ tối ưu công suất theo tải; đồng thời bảo vệ động cơ khởi quá dòng, quá áp, mất pha. Ngoài ra, biến tần còn hỗ trợ kết nối với PLC và cảm biến, dễ dàng tích hợp vào hệ thống tự động hóa, góp phần nâng cao năng suất, chất lượng ren và giảm chi phí bảo trì.

Để đấu nối biến tần với động cơ ba pha theo sơ đồ trên, trước tiên cần cấp nguồn điện ba pha (R, S, T) cho biến tần thông qua thiết bị bảo vệ là MCCB (aptomat). Ba dây pha này được đấu vào các cổng đầu vào tương ứng trên biến tần là R, S và T. Đồng thời, đầu nối dây tiếp địa từ nguồn điện xuống cọc tiếp đất để đảm bảo an toàn. Từ phía đầu ra của biến tần, ba cổng U, V, W sẽ cấp điện ba pha cho động cơ M. Các dây này được nối trực tiếp với ba cực của động cơ. Ngoài ra, một dây tiếp địa từ vỏ động cơ cũng được nối xuống đất. Trên biến tần còn có cặp cổng +/P và PR dùng để lắp điện trở xả (nếu cần), nhằm hỗ trợ tiêu tán năng lượng dư trong quá trình hãm động cơ. Khi đấu nối, cần tuân thủ đúng thứ tự pha và đảm bảo an toàn điện trước khi vận hành.



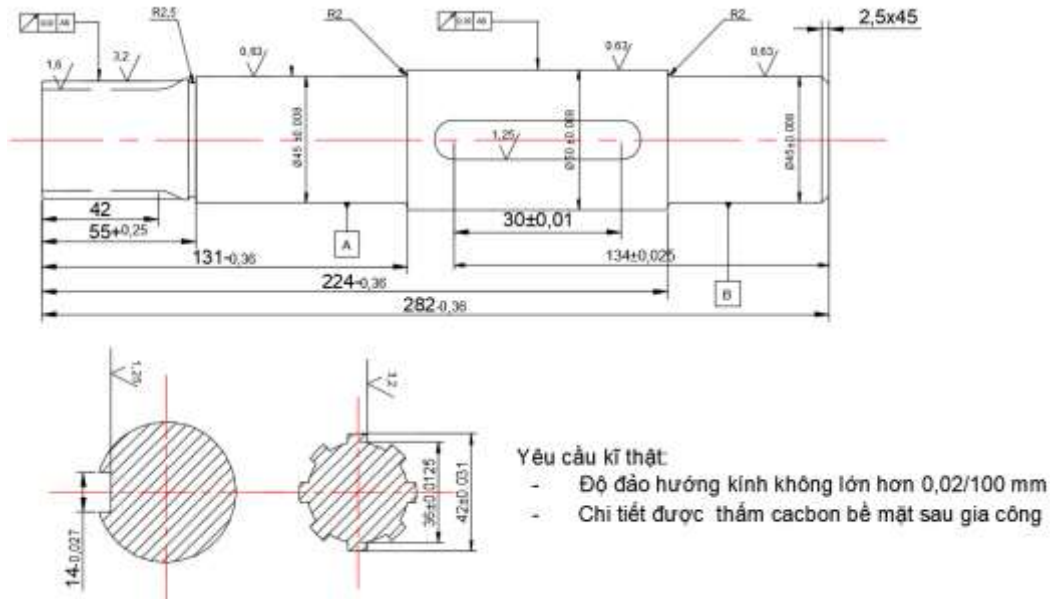
$$P = \frac{2\pi nM}{60}$$

*Hình 5.2.3: Mạch đấu nối biến tần.*

## CHƯƠNG 6: THIẾT KẾ QTCN CHẾ TẠO TRỤC BÁNH VÍT

### 6.1 YÊU CẦU KỸ THUẬT CỦA CHI TIẾT

Với độ chính xác đạt cấp 6-9. Độ nhám đạt được trên bề mặt làm việc của chi tiết (bề mặt có các chế độ lắp ghép thuộc cấp 6 đến cấp 9 sẽ là từ  $0,63 - 3,2 \mu\text{m}$ ).

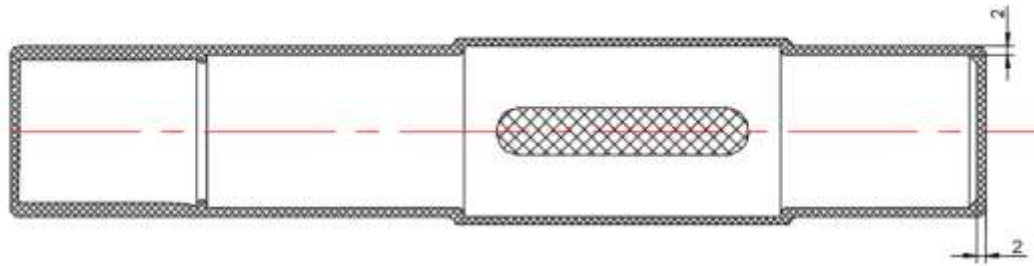


Hình 6.1.1: Yêu cầu kỹ thuật và kích thước của chi tiết trục

### 6.2 XÂY DỰNG BẢN VẼ LÔNG PHÔI

Phôi để chuẩn bị cho chi tiết trục vít bánh vít sử dụng vật liệu thép trụ tròn đặc CT45 có hàm lượng cacbon từ 0,42-0,5% C có sẵn ngoài thị trường. Với ưu điểm giá thành rẻ, dễ gia công do đủ dẻo dai và độ cứng ở mức trung bình. Bề mặt sau khi tôi hoặc thấm cacbon có thể đạt độ cứng 45 HRC giúp tăng khả năng chịu ma sát và va đập của trục. Sau khi nhiệt luyện thép có độ bền kéo đạt đến 800 Mpa. Bề mặt phôi đạt độ nhám  $Rz = 40$ .

Lượng dư gia công của phôi là 2,5 mm mỗi bên và có sai lệch 0,1 mm với góc uốn lượng phôi là  $r = 1$  mm.



Chú thích:

- Vật liệu chế tạo trục là thép trụ đặc C45
- Độ nhám bề mặt  $Rz = 40 \mu m$
- Phôi dập đạt độ chính xác cấp 4
- Làm sạch bề mặt của phôi trước khi gia công
- Đảm bảo cơ tính của phôi

*Hình 6.2.1: bản vẽ lồng phôi.*

## 6.3 QUY TRÌNH CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO CHI TIẾT TRỤC

### 6.3.1 Các bước gia công

Để sai số chuẩn của trục về không thì đa phần các chi tiết được xác định bước tạo chuẩn tinh thống nhất. Ở các chi tiết dạng trục, chuẩn tinh thống nhất thường là 2 lỗ tâm đối xứng với nhau và vuông góc với đường tâm trục.

Các bước gia công trục cụ thể như sau:

- ❖ Nguyên công 1: Tạo chuẩn tinh thống nhất.
  - Bước 1: Phay 2 mặt đầu.
  - Bước 2: Khoan 2 lỗ tâm.
- ❖ Nguyên công 2: Gia công các bề mặt còn lại.
  - Bước 1: Tiện thô và tinh mặt ngoài  $\phi 50$
  - Bước 2: Tiện thô và tinh mặt bậc  $\phi 45$
  - Bước 3: Vát mép
  - Bước 4: Tiện thô và tinh mặt bậc còn lại  $\phi 45$
  - Bước 5: Tiện rãnh
  - Bước 6: Tiện bán tinh mặt bậc  $\phi 42$
- ❖ Nguyên công 3: Gia công then.
  - Bước 1: Phay then
  - Bước 2: Phay then hoa
- ❖ Nguyên công 4: Gia công mài tinh
- ❖ Nguyên công 5: Kiểm tra

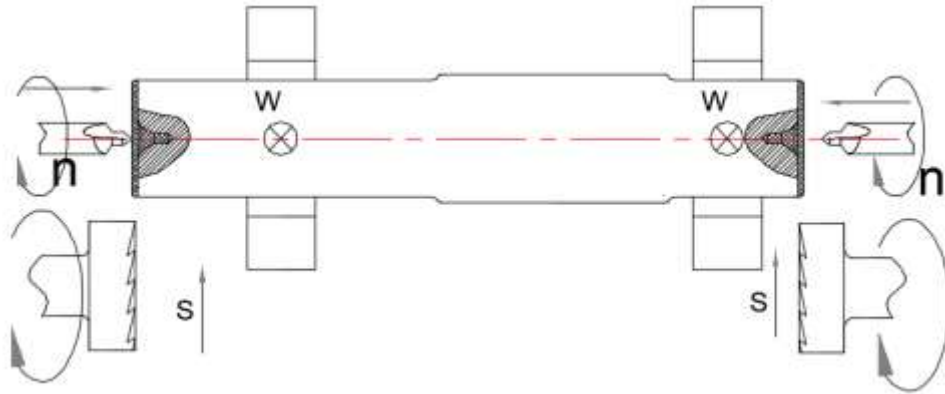
---

---

### 6.3.2 Quy trình công nghệ

Nguyên công 1: (Bước 1) tiện mặt đầu và khoan lỗ tâm

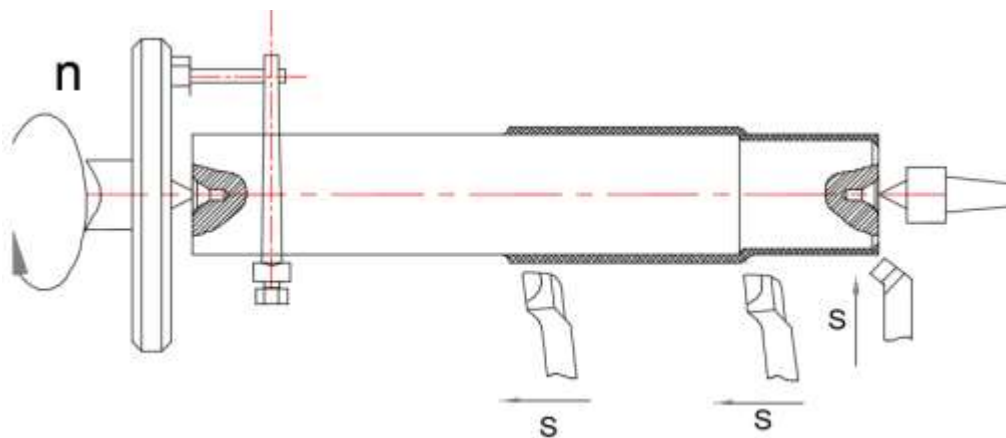
- Máy: Dùng máy phay mặt đầu và khoan lỗ tâm MP7.
- Số BTD bị hỏng chế: 4 BTD.
- Lực kẹp: Từ trên xuống.
- Định vị: bằng 2 khối V ngắn.
- Kẹp chặt: Sử dụng kẹp chặt bằng ren vít.



**Hình 6.3.1:** Nguyên công 1 (bước 1)

Nguyên công 2: (Bước 1,2,3 ) tiện thô và tiện tinh  $\varnothing 50, \varnothing 45$  sau đó vát mép

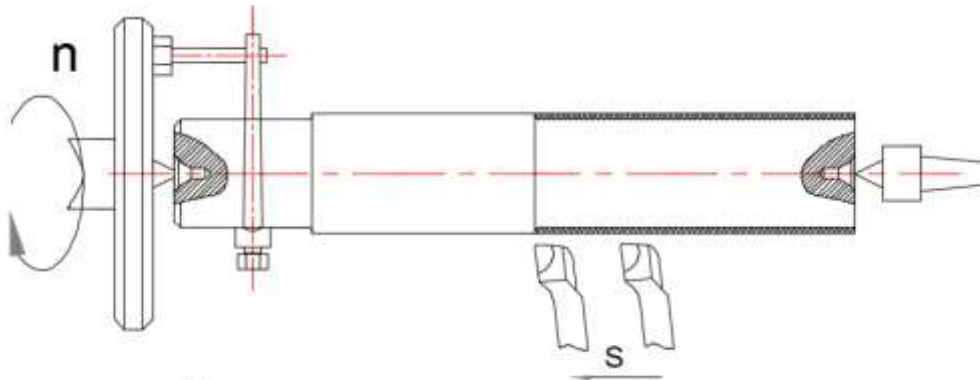
- Máy: Dùng máy tiện 1k62.
- Số BTD bị hỏng chế: 5 BTD.
- Định vị: bằng 2 lỗ tâm.
- Kẹp chặt: Sử dụng kẹp chặt bằng tốc kẹp.



**Hình 6.3.2:** Nguyên công 2 (bước 1,2,3)

Nguyên công 2: (Bước 4 ) tiện thô và tiện tinh mặt bậc còn lại  $\varnothing 45$

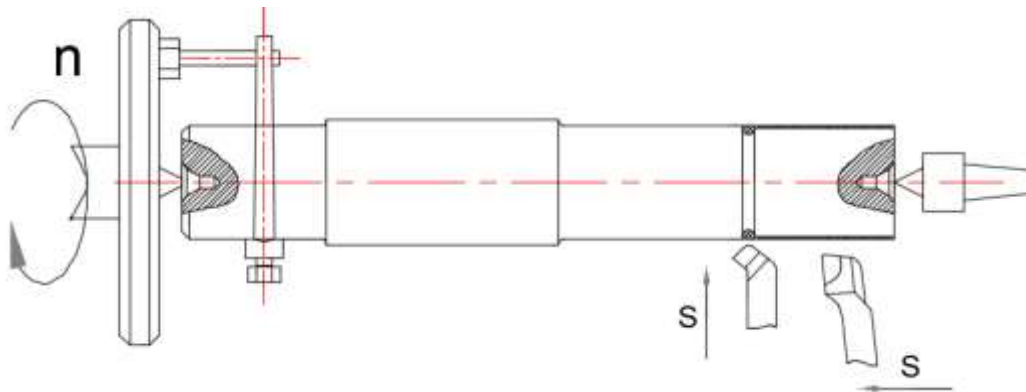
- Máy: Dùng máy tiện 1k62.
- Số BTD bị khống chế: 5 BTD.
- Định vị: bằng 2 lỗ tâm.
- Kẹp chặt: Sử dụng kẹp chặt bằng tốc kẹp.



**Hình 6.3.3:** Nguyên công 2 (bước 4)

Nguyên công 2: (Bước 5,6 ) tiện rãnh và tiện bán tinh mặt bậc  $\varnothing 42$

- Máy: Dùng máy tiện 1k62.
- Số BTD bị khống chế: 5 BTD.
- Định vị: bằng 2 lỗ tâm.
- Kẹp chặt: Sử dụng kẹp chặt bằng tốc kẹp.

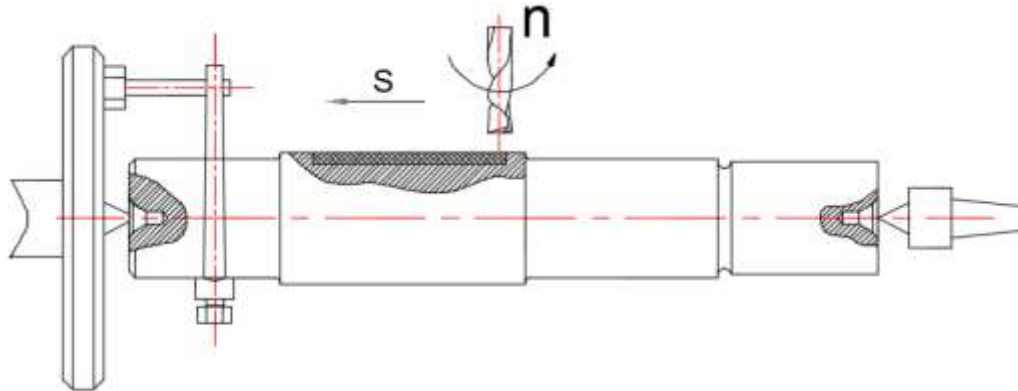


**Hình 6.3.4:** Nguyên công 2 (bước 5,6)

Nguyên công 3: (Bước 1 ) Phay then trục  $\varnothing 50$

- Máy: Dùng máy phay đứng 6H12.
- Số BTD bị khống chế: 5 BTD.

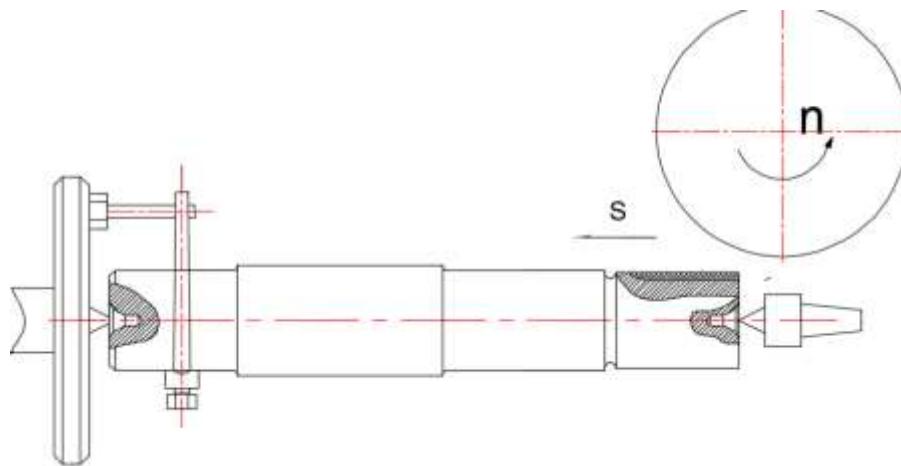
- Định vị: bằng 2 mũi tâm
- Kẹp chặt: kẹp chặt bằng tốc kẹp.



**Hình 6.3.5:** Nguyên công 3 (bước 1)

Nguyên công 4: (Bước 2 ) Phay then hoa trục  $\varnothing 42$

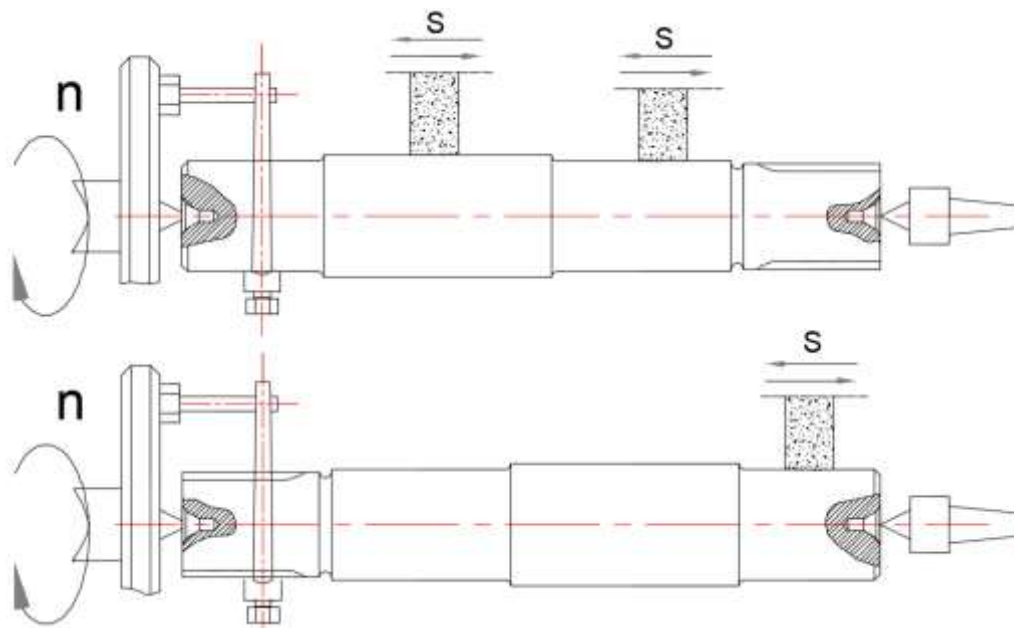
- Máy: Dùng máy phay đứng 6H12.
- Số BTD bị khống chế: 5 BTD.
- Định vị: bằng 2 mũi tâm kết hợp bàn phân độ.
- Kẹp chặt: kẹp chặt bằng tốc kẹp.



**Hình 6.3.6:** Nguyên công 3 (bước 2)

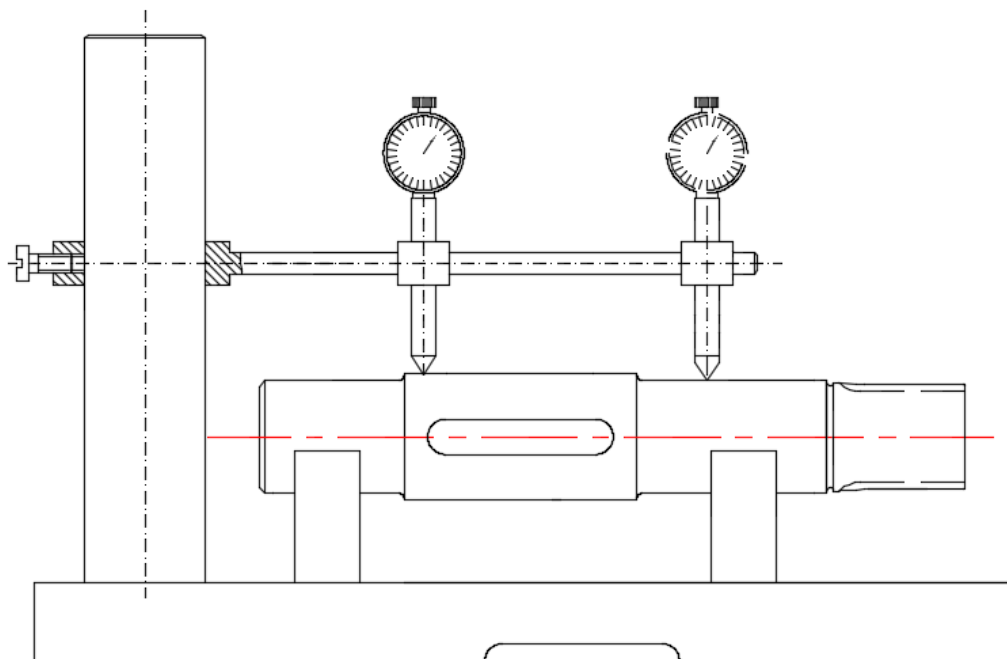
Nguyên công 4: Mài mặt bậc  $\varnothing 50$  và  $\varnothing 45$

- Máy: Dùng máy mài 2A130.
- Kẹp chặt: kẹp chặt bằng tốc kẹp.
- Sử dụng đá mài



**Hình 6.3.7:** Nguyên công 4

Nguyên công 5: Kiểm tra độ song song và độ tròn



**Hình 6.3.8:** Nguyên công 5

---

---

### 6.3.3 Chọn dao cắt

Nguyên công 1:

- Phay mặt đầu: Dao phay mặt đầu mãnh hợp kim cứng T15K6 Ø 160 mm.
- Khoan mũi tâm: Mũi khoan bậc bằng thép gió

Nguyên công 2:

- Tiện thô: Dao tiện T5K10
- Tiện tinh: Dao tiện T5K10
- Tiện bán tinh: Dao tiện T5K10
- Tiện rãnh: Dao tiện ngoài thân cong hợp kim cứng

Nguyên công 3:

- Phay then: Dao phay ngón thép gió Ø 14 mm
- Khoan then hoa: dao phay mô đun đĩa thép gió Ø 80 mm

Nguyên công 4 :

- Mài: Dùng đá mài .

### 6.3.4 Chế độ cắt cho từng nguyên công

Tra bảng 5-11 đến 5-120 (sách sổ tay công nghệ chế tạo máy tập 2)

Phay mặt đầu:

- Chiều sâu cắt:  $t = 1,5 \text{ mm}$ .
- Tốc độ cắt:  $V = 282 \text{ m/phút}$ .
- Lượng chạy dao:  $S = 0,18 \text{ mm/vòng}$ .

Khoan lỗ tâm:

- Chiều sâu cắt:  $t = 5 \text{ mm}$ .
- Tốc độ cắt:  $V = 43 \text{ m/phút}$ .
- Lượng chạy dao:  $S = 0,13 \text{ mm/vòng}$ .

Tiện thô:

- Chiều sâu cắt:  $t = 1 \text{ mm}$ .
- Tốc độ cắt:  $V = 62 \text{ m/phút}$ .
- Lượng chạy dao:  $S = 0,45 \text{ mm/vòng}$ .

Tiện tinh:

- Chiều sâu cắt:  $t = 0,5 \text{ mm}$ .

- 
- 
- Tốc độ cắt:  $V = 100$  m/phút.
  - Lượng chạy dao:  $S = 0,14$  mm/vòng.

Tiền bán tinh:

- Chiều sâu cắt:  $t = 1$  mm.
- Tốc độ cắt:  $V = 80$  m/phút.
- Lượng chạy dao:  $S = 0,3$  mm/vòng.

Tiền rãnh:

- Chiều sâu cắt:  $t = 2,5$  mm.
- Tốc độ cắt:  $V = 36$  m/phút.
- Lượng chạy dao:  $S = 0,13$  mm/vòng.

Vát mép

- Chiều sâu cắt:  $t = 2,5$ mm
- Tốc độ cắt:  $V = 36$  m/phút.
- Lượng chạy dao:  $S = 0,13$  mm/vòng.

Phay then:

- Chiều sâu cắt:  $t = 5,5$  mm.
- Tốc độ cắt:  $V = 24$  m/phút.
- Lượng chạy dao răng:  $S_z = 0,07$  mm/răng.

Phay then hoa:

- Chiều sâu cắt:  $t = 3$  mm.
- Tốc độ cắt:  $V = 70$  m/phút.
- Lượng chạy dao răng:  $S_z = 0,02$  mm/răng.

Mài tinh bề mặt:

- Tốc độ mài:  $V = 15$  m/phút.
- Lượng chạy dao:  $S = 0,05$  mm/vòng

---

---

## KẾT LUẬN

Sau một thời gian tìm hiểu, nghiên cứu và thực hiện đồ án với đề tài “**Thiết kế máy cán ren**”, em đã hoàn thành các nội dung chính bao gồm: phân tích công nghệ cán ren, xác định các thông số kỹ thuật chủ yếu của máy, tính toán thiết kế hệ truyền động, lựa chọn kết cấu phù hợp cho các bộ phận chính như trục chính, con lăn cán ren, hệ thống dẫn động và kết cấu khung máy. Đồng thời, em cũng tiến hành lựa chọn vật liệu, kiểm nghiệm độ bền và xây dựng bản vẽ chi tiết, bản vẽ lắp hoàn chỉnh cho máy.

Trong đồ án này, em đã áp dụng các kiến thức chuyên ngành như sức bền vật liệu, chi tiết máy, công nghệ chế tạo máy, nguyên lý – thiết kế máy và các phần mềm hỗ trợ kỹ thuật để đảm bảo quá trình thiết kế vừa có tính khoa học, vừa có tính thực tiễn, phù hợp với yêu cầu sản xuất trong các nhà máy cơ khí hiện nay.

Máy cán ren con lăn được thiết kế có khả năng tạo ren với độ chính xác cao, độ bền cơ học tốt, đảm bảo hiệu suất làm việc ổn định trong môi trường sản xuất công nghiệp. Phương pháp cán ren nguội giúp nâng cao tuổi thọ chi tiết, giảm tiêu hao vật liệu và đặc biệt phù hợp với sản xuất hàng loạt – một xu hướng tất yếu của ngành cơ khí hiện đại.

Tuy nhiên, do thời gian thực hiện có hạn, kinh nghiệm thực tế còn ít, cùng với nguồn tài liệu tham khảo và điều kiện nghiên cứu còn hạn chế, nên đồ án chắc chắn vẫn còn tồn tại một số thiếu sót nhất định. Em rất mong nhận được sự đóng góp ý kiến và hướng dẫn thêm từ quý thầy cô và các anh chị có kinh nghiệm để hoàn thiện hơn về nội dung kỹ thuật cũng như tư duy thiết kế trong tương lai.

Qua đồ án này, em đã tích lũy thêm nhiều kinh nghiệm quý báu, rèn luyện tư duy hệ thống và kỹ năng giải quyết bài toán thực tế trong lĩnh vực thiết kế máy. Đây là hành trang quan trọng để em tiếp tục học hỏi, phát triển nghề nghiệp trong giai đoạn sắp tới.

---

---

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Trịnh Chát, Lê Văn Yên, Thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí tập 1, Nhà xuất bản giáo dục.
- [2] Trịnh Chát, Lê Văn Yên, Thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí tập 2, Nhà xuất bản giáo dục.
- [3] Trịnh Chát, Lê Văn Yên, Thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí tập 3, Nhà xuất bản giáo dục.
- [4] Nguyễn trường thanh, Cơ sở kỹ thuật cán, Nhà xuất bản đại học quốc gia thành phố Hồ chí minh, 2003.
- [5] Trần Ngọc Hải, Trần Xuân Tuỳ, Giáo trình hệ thống truyền động thuỷ lực và khí nén, Hà Nội: Nhà xuất bản xây dựng, 2013.
- [6] Nguyễn Trọng Hiệp, Thiết kế chi tiết máy tập 1,2 Nhà xuất bản giáo dục, Hà Nội, 2006.
- [7] Lưu Đức Bình, Châu Mạnh Lực, Kỹ thuật đo cơ khí, Nhà xuất bản giáo dục Việt Nam.
- [8] Phạm Văn Nghệ, Nguyễn Đắc Trung, Lê Trung Kiên, Nguyễn Trường An, Nguyễn Trung Kiên, Nguyễn Thị Thu, Nguyễn Mậu Đăng, Công nghệ gia công áp lực, Nhà xuất bản Bách Khoa Hà Nội.
- [9] Trần Xuân Tuỳ, Trần Ngọc Hải, Trần Minh Chính, Giáo trình truyền động thuỷ khí, Đà Nẵng, 2005.
- [10] Trần Doãn Đình, Nguyễn Ngọc Lê, Phạm Xuân Mão, Nguyễn Thế Thương, Đỗ Văn Thị, Hà Văn Vui, Truyền dẫn thuỷ lực trong chế tạo máy, Hà Nội: Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2002.
- [11] Trần Văn Địch, Lưu Văn Nhang, Nguyễn Thanh Mai, Sổ tay gia công cơ, Hà Nội: Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật, 2002.
- [12] H. Đ. Liên, Giáo trình Kỹ thuật thuỷ khí, Hà Nội, 2007.
- [13] P. M. C. T. N. H. Trần Xuân Tuỳ, Giáo trình Truyền Động Thủy Khí, Đà Nẵng, 2005.
- [14] “Công ty Cổ Phân Xây lắp Điện và Cơ khí Mạ Đà Nẵng,” Công ty Cổ Phân Xây lắp Điện và Cơ khí Mạ Đà Nẵng, [Trực tuyến]. Available: <https://xld-cokhima.com/gioi-thieu.html>. [Đã truy cập 03 03 2025].

---

---

[15] Bành Tiến Long, Trần Thế Lục, Trần Sỹ Túy, Nguyên lý gia công vật liệu, Hà Nội: Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật.

[16] Trần Văn Địch, Nguyễn Trọng Bình, Nguyễn Thế Đạt, Nguyễn Viết Tiếp, Trần Xuân Việt, Công nghệ chế tạo máy, Hà Nội: Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật, 2008.

[17] Nguyễn Đắc Lộc và các đồng nghiệp, Sổ tay công nghệ chế tạo máy tập 1,2,3, Hà Nội: Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật.

[18] Hà Văn Vui và các cộng sự, Sổ tay thiết kế cơ khí tập 1,2,3, Hà Nội: Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật.

[19] T. V. Địch, Nguyên lý cắt kim loại, Hà Nội: Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật, 2006.

Các nguồn tài liệu từ các link trên internet.

